



TUGAS AKHIR - TM 145502

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI POMPA
ASAM FOSFAT P-2543 PADA UNIT PRODUKSI
PHOSPHORIC ACID, PABRIK III - PT. PETROKIMIA
GRESIK**

**ILHAM PAMUJI UTOMO
NRP. 2114 030 025**

**Dosen Pembimbing
Dr.Ir. Heru Mirmanto, MT
19620216 199512 1 001**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



TUGAS AKHIR - TM 145502

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI POMPA
ASAM FOSFAT P-2543 PADA UNIT PRODUKSI
PHOSPHORIC ACID, PABRIK III - PT. PETROKIMIA
GRESIK**

**ILHAM PAMUJI UTOMO
NRP. 2114 030 025**

**Dosen Pembimbing
Dr.Ir. Heru Mirmanto, MT
19620216 199512 1 001**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



FINAL PROJECT - TM 145502

**REDESIGN INSTALATION OF *ASAM FOSFAT*
PUMP P-2543 AT UNIT PHOSPORIC ACID,
PLANT III - PT. PETROKIMIA GRESIK**

**ILHAM PAMUJI UTOMO
NRP 2114 030 025**

**Consellor Lecture
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.
NIP. 19620216 199512 1 001**

**DIPLOMA III
INDUSTRIAL MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Vocation
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2017**

PERENCANAAN ULANG INSTALASI POMPA ASAM FOSFAT P-2543 PADA UNIT PRODUKSI PHOSPHORIC ACID, PABRIK III-PT.PETROKIMIA GRESIK

TUGAS AKHIR

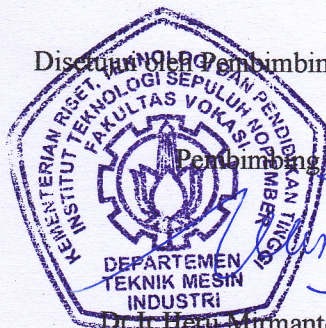
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

ILHAM PAMUJI UTOMO

NRP. 2114 030 025

Disetujui Oleh Pembimbing Tugas Akhir :



Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT
NIP.19620216 199512 1 001

**SURABAYA
JULI 2017**

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI POMPA ASAM
FOSFAT P-2543 PADA UNIT PRODUKSI PHOSPHORIC
ACID, PABRIK III-PT. PETROKIMIA GRESIK**

Nama Mahasiswa : Ilham Pamuji Utomo
NRP : 2114030025
Jurusan : Dept. Teknik Mesin Industri FV-ITS
Dosen Pembimbing : Dr.Ir Heru Mirmanto, MT

Abstrak

Pada PT. Petrokimia Gresik, pabrik 3 merupakan pabrik yang banyak menggunakan fluida yang bersifat asam sebagai bahan baku produksinya, salah satu diantaranya adalah fluida asam fosfat. Pompa asam fosfat P-2543 sangat berperan penting untuk memindahkan fluida asam fosfat dari cooling tank menuju clarifier.

Pada tugas akhir ini bertujuan melakukan pemilihan ulang pompa yang sesuai dengan instalasi pompa asam fosfat P-2543. Selain itu, kecepatan aliran di dalam pipa harus sesuai dengan range kecepatan aliran yang diijinkan berdasarkan fluida kerjanya. Oleh karena itu, perhitungan kapasitas, daya, efisiensi, dan head efektif instalasi dilakukan secara manual dan dibandingkan dengan numerik menggunakan software pipe flow expert .

Pada perhitungan ulang didapatkan kecepatan aliran yang belum sesuai dengan kecepatan yang diijinkan sehingga diperlukan perubahan diameter pipa. Kapasitas pompa didapat sebesar $40 \text{ m}^3/\text{h}$ dengan H_{eff} sebesar 14,76 m dan $NPSH_A$ sebesar 3,13m serta didapatkan daya pompa sebesar 4,12 KW. Dengan kebutuhan tersebut, maka dipilih pompa sentrifugal sigle stage Wuhuan Pump size&model LCF65&3501.

Kata kunci :pompa asam fosfat P-2543,kapasitas,head,daya

**REDESIGN INSTALATION OF ASAM FOSFAT PUMP
P-2543 AT PHOSPHORIC ACID SECTION,
PLANT III - PT. PETROKIMIA GRESIK**

Student's Name : Ilham Pamuji Utomo
Student's Number : 2114030025
Department : Dept. of Mechanical Industry FV-ITS
Academic Advisor : Dr.Ir Heru Mirmanto, MT

Abstract

At PT. Petrokimia Gresik, plant 3 phosphoric acid section is a plant that used many acid fluid as materials for its production, one of them is phosphoric acid fluid. Phosphoric acid P-2543 pump have an important role for transfer the phosphoric acid fluid from the cooling tank to clafier.

This final project purposes to reselection pump that is appropriate with the installation of phosphoric acid pump P-2543. Meanwhile , the velocity in the pipe must be appropriate with the velocity that is allowed according to the fluid. Therefore, the capacity, power, efficiency, and head effective installation calculate manually and with pipe flow expert application.

According to the recalculation, the velocity is not allowed, so there is need to change the pipe diameter. In conclusion, based on the results the pump capacity = $40 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_{\text{eff}} = 14,76\text{m}$, $\text{NPSHA} = 3,13\text{m}$, and the pump power = $4,12 \text{ KW}$. The best choice is the centrifugal single stage Wuhuan Pump size & model LCF65&3501.

Keywords: phosphoric acid pump P-2543, capacity, head, power.

KATA PENGANTAR

Puji syukur Saya panjatkan kehadirat Allah SWT, serta tak lupa sholawat dan salam saya ucapkan kepada Rasulullah Muhammad SAW, serta para sahabatnya. Berkat rahmat dan karunia Allah SWT sehingga, penulis buku ini dapat menyelesaikan seluruh pengerjaan tugas akhir dengan judul: **PERENCANAAN ULANG INSTALASI POMPA ASAM FOSFAT P-2543 PADA UNIT PRODUKSI PHOSPHORIC ACID, PABRIK III - PT. PETROKIMIA GRESIK.**

Penyelesaian tugas akhir ini merupakan syarat akademis yang harus ditempuh di jurusan D3 Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama Penyusunan Tugas Akhir ini sehingga terselesaikannya dengan beberapa kekurangan dan kelebihannya. Pada kesempatan kali ini perkenankanlah penyusun menyampaikan ucapan terima kasih kepada:

1. **Bapak Dr. Ir Heru Mirmanto, MT.** Selaku Dosen pembimbing dan juga kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
2. **Bapak Ir. Suharyanto, MT.** Selaku ketua Program Studi dan juga koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
3. **Bapak Dedy Zulhidayat Noor, ST,MT,PhD.** Selaku dosen wali selama saya kuliah di Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. **Bapak-Ibu Dosen dan staf pengajar di Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS,** yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua kegiatan selama duduk di bangku kuliah.
5. **Bapak Suroso, Ibu Suparmi,** serta seluruh keluarga penulis yang telah memberi dukungan moril dan materiil serta do'a yang tak pernah putus selama ini.
6. **Bapak Dito Renadi harto** selaku pembimbing, serta seluruh karyawan PT. PETROKIMIA GRESIK atas bantuan dan kepercayaan yang diberikan.

7. **Prima A Z, Wildan A, Devina U, kartika A, Nur idzmi K, Nadhifah H, Nisrina S, Ahmad Itsnaini, Haryo F, Dicko L, Adelina I**, yang telah memberi bantuan, dukungan, motivasi dan doa kepada penulis selama pengerjaan Tugas Akhir ini.
8. Teman-teman D3MITS khususnya angkatan 2014 yang telah memberi *support* dan bantuannya selama ini.
9. Serta semua pihak yang belum tertulis dan yang tidak mungkin disebutkan satu persatu yang telah berperan dalam pengerjaan laporan ini.

Semoga kebaikan serta keikhlasan yang telah diberikan selama ini mendapat balasan yang baik dari ALLAH SWT.

Tidak ada kata sempurna untuk setiap manusia begitupula dengan segala karyanya, penulis menyadari masih banyak kekurangan pada penulisan Tugas Akhir ini. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik serta saran sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini bisa bermanfaat bagi yang membutuhkan.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN JUDUL	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK INDONESIA	iv
ABSTRAK INGGRIS	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiv

BAB I PENDAHULUAN 1

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penulisan	3
1.5 Manfaat Penulisan	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3

BAB II DASAR TEORI 5

2.2 Tinjauan Umum Pompa.....	5
2.1.1 Pompa Asam Fosfat P-2543	5
2.2 Klasifikasi Pompa.....	5
2.2.1. <i>Positive Displacement Pump</i>	6
2.2.2. <i>Pompa Non Positive Displacement</i>	8
2.3. Pompa Sentrifugal	9
2.4. Komponen Pompa Sentrifugal.....	9
2.5 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal	11
2.6 Jenis Aliran Fluida.....	13
2.6.1 Aliran <i>Viscous</i>	14
2.6.2 Aliran <i>Laminar</i> dan <i>Turbulen</i>	14
2.6.3 Aliran <i>Internal</i>	15
2.6.4 Aliran Inkompresibel	16

2.7 Persamaan Kontinuitas	17
2.8 Hukum Pertama Termodinamika.....	19
2.9 Tinggi – Tekan (<i>Head</i>)	21
2.10 Persamaan Bernoulli.....	22
2.11 <i>Head</i> Effektif Instalasi Pompa.....	26
2.11.1 <i>Head</i> Statis	27
2.11.2 <i>Head</i> Ketinggian.....	28
2.11.3 <i>Head</i> Dinamis.....	29
2.12 <i>Net Positive Suction Head</i> (NPSH)	34
2.12.1 Net Positive Suction Head Available (NPSH _A).....	34
2.12.2 <i>Net Positive Suction Head Required</i> (NPSH _R).....	35
2.13 Kurva Karakteristik Pompa	35
2.13.1 Karakteristik Utama	35
2.13.2 Karakteristik Kerja	36
2.13.3 Karakteristik Universal.....	37
2.13.4 Titik Operasi Pompa.....	38
2.14 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas	39
2.15 Daya Penggerak.....	40
2.15.1 Daya Pompa / Daya Fluida (WHP)	40
2.15.2 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller	41
2.15.3 Daya Poros (P _{shaft}).....	41
2.15.4 Daya Nominal Penggerak Mula	42
2.16 Sistem Perpipaan	43
2.16.1 Material Pipa	44
2.16.2 Kode dan Standar Pipa	45
2.17 <i>Software Pipe Flow Expert</i>	45
BAB III METODOLOGI.....	47
3.1 Data-data Hasil Survey	47
3.1.1 Data Pompa	47
3.1.2 Data Fluida	47
3.1.3 Data Pipa	48
3.1.4 Data Eksisting Pompa P-2543 <i>Pipeline</i>	49
3.2 Studi Literatur.....	49

3.3 Pengambilan Data.....	50
3.4 Menentukan Batas Kecepatan Fluida	50
3.5 Perencanaan Gambar	51
3.6 Perhitungan.....	51
3.7 Pemilihan Pompa.....	51
3.8 Kesimpulan.....	51
3.9 Urutan Pengerjaan menggunakan Flow Chart.....	51
3.9.1 Diagram Alir Perhitungan Manual	51
3.9.2 Diagram Alir Pemograman Pipe Flow Expert	54
BAB IV PERHITUNGAN	55
4.1 Umum.....	55
4.2 Perencanaan Sistem Distribusi <i>Phosphoric Acid</i>	55
4.2.1 Kebutuhan <i>Phosphoric Acid</i>	55
4.2.2 Perhitungan Sistem Distribusi <i>Phosphoric Acid</i> Sesuai Kondisi di Lapangan	55
4.2.2.1 Pengecekan Diameter Instalasi Perpipaan	55
4.2.2.1.1 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa <i>Suction</i>	56
4.2.2.1.2 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa <i>Discharge</i>	57
4.2.3 Perhitungan <i>Head</i> Efektif Instalasi	58
4.2.3.1 Perhitungn <i>Head</i> Statis	59
4.2.3.2 Perhitungan <i>Head</i> Dinamis.....	60
4.2.3.3 Perhitungan <i>Head Loss Total</i> Instalasi	60
4.2.3.3.1 <i>HeadLoss Mayor</i> pada Pipa <i>Suction</i>	60
4.2.3.3.2 <i>HeadLoss Mayor</i> pada Pipa <i>Discharge</i>	63
4.2.3.3.3 <i>HeadLoss Minor</i> pada Pipa <i>Suction</i>	65
4.2.3.3.4 <i>Head Loss Minor</i> pada Pipa <i>Discharge</i>	66
4.2.3.4 <i>Head</i> Efektif Instalasi Pompa.....	69
4.2.4 <i>Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)</i>	70
4.2.5 Putaran Spesifik Pompa (n_s).....	71
4.3 Daya Penggerak.....	72
4.3.1 Daya Fluida / <i>Water Horse Power (WHP)</i>	72
4.3.2 Daya Poros	72

4.3.3 Daya Nominal Penggerak.....	75
4.4 Penentuan Jenis Pompa	76
4.5 Checking Kondisi Perhitungan Menggunakan Software <i>Pipe Flow Expert</i>	78
4.5.1 Langkah-langkah permodelan dan simulasi dengan <i>Software</i>	78
4.5.2 Perhitungan Secara Permodelan Numerik	79
4.5.3 Perbandingan <i>Head</i> Efektif Teoritis (H_{eff}) dengan <i>Head</i> Efektif Numerik ($H_{eff\ PFE}$).....	81
BAB V KESIMPULAN.....	83
5.1 Kesimpulan.....	83
5.2 Saran.....	84

DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN
BIODATA PENULIS

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Klasifikasi pompa.....	6
Gambar 2.2 Klasifikasi Pompa <i>Positive Displacement</i>	7
Gambar 2.3 Klasifikasi Pompa <i>Non Positive Displacement</i>	8
Gambar 2.4 Bagian pompa sentrifugal.....	10
Gambar 2.5 Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal.....	12
Gambar 2.6 Klasifikasi jenis fluida.....	13
Gambar 2.7 Profil kecepatan aliran memasuki pipa.....	15
Gambar 2.8 Persamaan kontinuitas dengan volume atur.....	19
Gambar 2.9 Metode Mengukur <i>Head</i>	22
Gambar 2.10 Kontrol Volume dan koordinat untuk analisis aliran energi yang melewati elbow 90 ⁰	23
Gambar 2.11 <i>Head</i> efektif instalasi.....	26
Gambar 2.12 Instalasi <i>suction lift</i>	28
Gambar 2.13 Instalasi <i>Suction Head</i>	29
Gambar 2.14 Moody Diagram.....	32
Gambar 2.15 Nilai koefisien (k) berbagai jenis fitting.....	34
Gambar 2.16 Karakteristik Utama.....	36
Gambar 2.17 Karakteristik Kerja.....	37
Gambar 2.18 Karakteristik <i>Universal</i>	38
Gambar 2.19 Titik operasi pompa.....	39
Gambar 2.20 Daerah Kerja Beberapa Jenis Konstruksi Pompa.....	40
Gambar 2.21 Putaran spesifik dan bentuk <i>impeller</i>	41
Gambar 2.22 Efisiensi Standar Pompa.....	42
Gambar 2.23 Penampang pipa <i>software pipe flow expert.</i> ..	46
Gambar 3.1 Skema Pompa P-2543 <i>Pipeline</i>	49
Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan Manual.....	53
Gambar 3.3 Diagram Alir Pemrograman <i>Pipe Flow Expert</i>	54
Gambar 4.1 Skema <i>suction head</i> pompa.....	59
Gambar 4.2 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> pipa <i>suction</i>	62
Gambar 4.3 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> pipa <i>discharge</i>	65
Gambar 4.4 Putaran spesifik <i>impeller</i>	71

Gambar 4.5 Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi....	74
Gambar 4.6 Grafik pemilihan pompa.....	76
Gambar 4.7 Grafik Performa <i>Wuhuan Pump</i>	77
Gambar 4.8 Instalasi Perpipaan pompa asam fosfat P-2543 dengan menggunakan <i>software pipe flow expert</i>	79
Gambar 4.9 Instalasi pompa setelah di- <i>calculate</i>	80
Gambar 4.10 Hasil setelah di- <i>calculate</i>	80
Gambar 4.11 Grafik Pompa Setelah di- <i>calculate</i>	81

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Faktor cadangan.....	43
Tabel 2.2 Efisiensi transmisi.....	43
Tabel 3.1 <i>Fitting</i> dan nilai K pada pipa kondisi eksisting.....	48
Tabel 3.2 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ..	50
Tabel 4.1 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ...	56
Tabel 4.2 Perhitungan <i>Head Loss</i> Total.....	69
Tabel 4.2 Faktor cadangan.....	75
Tabel 4.3 Efisiensi transmisi.....	75

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pompa merupakan suatu alat yang sangat diperlukan di berbagai bidang, misalnya pada rumah tangga, industri, pertambangan dan lain sebagainya. Pompa sangat berguna untuk membantu pekerjaan manusia untuk memindahkan fluida cair dari satu tempat ke tempat lainnya.

Terdapat banyak jenis pompa yang dapat dipakai dalam setiap kegiatan, salah satunya yaitu pompa sentrifugal. Penggunaan pompa sentrifugal khususnya di pabrik III - PT. Petrokimia Gresik memiliki peranan yang sangat penting, terutama untuk memindahkan fluida kerja *phosphoric acid* dari *cooling tank* menuju *clarifier*. Pompa yang digunakan untuk memindahkan fluida *phosphoric acid* ini memiliki spesifikasi yang berbeda dengan pompa air. Sehingga diperlukan pemilihan pompa yang sesuai dengan kebutuhan. Masing-masing jenis pompa memiliki kegunaan tersendiri, oleh karena itu penting untuk melihat kasus yang terjadi di lapangan sehingga dapat dipilih pompa yang tepat. Diperlukan juga sistem perpipaan yang mendukung pendistribusiannya, sehingga dapat memenuhi jumlah kebutuhan produksi pada unit produksi *phosphoric acid* di pabrik III - PT. Petrokimia Gresik. Untuk mengatasi tahanan, ketinggian dan kerugian tekanan disepanjang instalasi sistem perpipaan, hal-hal yang sering terjadi pada perencanaan instalasi pipa adalah tidak diketahuinya laju aliran dan kerugian-kerugian tekanan yang terjadi di setiap pipa, sehingga mengakibatkan pendistribusian fluida kerja yang tidak merata dan distribusi tekanan yang berbeda di setiap pipa.

Mengingat perhitungan laju aliran dan kerugian-kerugian tekanan yang terjadi di setiap pipa dalam instalasi sistem perpipaan sangat penting, maka penulis tertarik untuk menganalisa sistem perpipaan pompa asam fosfat P-2543 pada Unit Produksi *phosphoric acid* di

pabrik III - PT. Petrokimia Gresik. Hasil yang didapat diharapkan dapat digunakan sebagai pertimbangan dalam instalasi sistem pendistribusian asam fosfat dari *cooling tank* menuju *clarifier* untuk pengembangan di Unit Produksi *phosphoric acid* di pabrik III - PT. Petrokimia Gresik.

1.2 Rumusan Masalah

Pada instalasi pompa asam fosfat P-2543 di Unit Produksi *phosphoric acid* di Pabrik III - PT. Petrokimia Gresik digunakan dua buah pompa sentrifugal *single stage*, namun hanya satu pompa saja yang dioperasikan dan pompa satunya tidak dioperasikan (*stand by*). Pada instalasi perpipaan pompa sentrifugal, kecepatan aliran di dalam pipa harus sesuai dengan kecepatan aliran yang diijinkan berdasarkan fluida kerjanya. Kecepatan aliran baik di sisi *suction* maupun *discharge* harus sesuai dengan *range* yang ada. Oleh karena itu, dalam tugas akhir ini penulis ingin mempelajari perencanaan ulang instalasi pompa asam fosfat P-2543 pada Unit Produksi *phosphoric acid* di Pabrik III - PT. Petrokimia Gresik. Hal ini terkait dengan bagaimana *head* efektif instalasi, kapasitas serta pemilihan daya pompa yang digunakan.

1.3 Batasan Masalah

Dalam penulisan tugas akhir ini terdapat beberapa batasan masalah, antara lain :

1. Pembahasan hanya pada instalasi pompa asam fosfat P-2543 pada Unit Produksi *phosphoric acid* di Pabrik III – PT. Petrokimia Gresik.
2. Fluida kerja dalam proses adalah asam fosfat dengan suhu konstan 65°C.
3. Kapasitas yang dihasilkan setiap pompa adalah 40 m³/jam.
4. Kondisi *steady state*, aliran *incompressible*.
5. Perpindahan panas selama proses pemompaan diabaikan.

6. Pembahasan membandingkan antara perhitungan manual dan perhitungan numerik menggunakan *Software Pipe Flow Experts*.

1.4 Tujuan Penulisan

Adapun tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah :

1. Perencanaan ulang instalasi pompa yang di dalamnya menyangkut pemilihan diameter pipa dan jenis pipa sesuai dengan kecepatan aliran yang diijinkan.
2. Menghitung *head* efektif instalasi pompa.
3. Pemilihan pompa beserta daya yang dibutuhkan.
4. Analisis perhitungan menggunakan perhitungan manual dan dibandingkan dengan perhitungan numerik menggunakan *software pipe flow expert*.

1.5 Manfaat Penulisan

Manfaat penulisan tugas akhir ini adalah :

1. Didapatkan jenis pompa yang sesuai dengan keperluan operasi instalasi pompa asam fosfat P-2543 pada Unit Produksi *phosphoric acid* di Pabrik III - PT. Petrokimia Gresik.
2. Menambah pengetahuan bagi penulis dan pembaca tugas akhir ini tentang pompa sentrifugal.
3. Menambah perbendaharaan tugas akhir mengenai pemilihan pompa sentrifugal.

1.6 Sistematika Penulisan

Dalam penulisan tugas akhir ini dibagi menjadi beberapa bab, dimana masing-masing bab memiliki hubungan satu dengan yang lain. Adapun penulisan tugas akhir ini, sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisi tentang latar belakang penulisan, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan penulisan, manfaat penulisan, dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini berisi tentang pemaparan persamaan-persamaan yang mendasari perumusan masalah, teori *internal flow*, *head loss*, *head efektif* instalasi, kurva karakteristik pompa.

BAB III METODOLOGI

Bab ini berisi tentang penjelasan data-data yang diperoleh dari survey di lapangan dan diagram alir proses penulisan tugas akhir secara umum, perhitungan manual serta perhitungan numeric menggunakan *software pipe flow expert*.

BAB IV PERHITUNGAN

Bab ini berisi tentang perhitungan-perhitungan sistem perpipaan, *head loss*, *head efektif* instalasi, daya, efisiensi, dan pemilihan pompa.

BAB V PENUTUP

Bab ini berisi tentang Berisikan penarikan kesimpulan dan pemberian saran. Kesimpulan memuat pernyataan singkat dan tepat dari hasil perhitungan dan pembahasan. Saran memuat masukan-masukan yang bermanfaat dan sebagai tinjauan untuk perancangan atau perhitungan berikutnya

LAMPIRAN

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Umum Pompa

Pompa adalah suatu alat atau pesawat yang digunakan untuk memindahkan fluida cairan dari suatu tempat yang rendah ke tempat lain yang lebih tinggi melalui suatu sistem perpipaan, sehingga tidak memungkinkan fluida tersebut untuk mengalir secara alami. Selain itu, pompa juga bertugas memberikan tekanan tertentu terhadap fluida, untuk maksud-maksud tertentu dalam suatu proses.

Dalam kerjanya, pompa menaikkan energi fluida atau cairan yang mengalir dari tempat bertekanan rendah ketempat yang bertekanan tinggi dan bersamaan dengan itu bisa mengatasi tekanan hidrolis sepanjang jalur perpipaan yang digunakan. Energi yang digunakan bisa dari motor listrik, motor bakar turbin uap, turbin gas maupun tenaga angin.

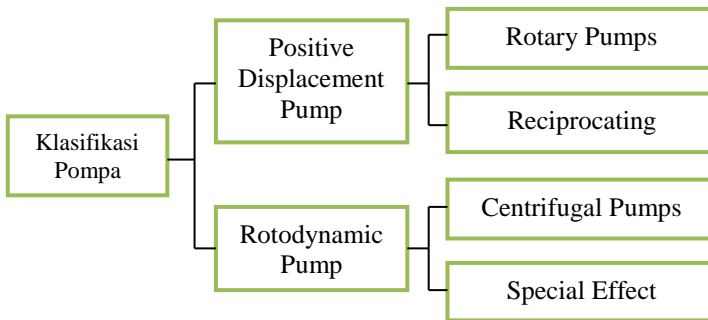
Dalam dunia industri, pompa merupakan sarana untuk mentransfer bahan mentah dan bahan setengah jadi. Ada juga pompa yang digunakan sebagai sarana sirkulasi fluida atau injeksi bahan adiktif untuk keperluan-keperluan proses produksi.

2.1.1 Pompa Asam Fosfat P-2543

Pompa asam fosfat P-2543 adalah *centrifugal pump* yang merupakan *equipment* di PT. Petrokimia Gresik, dan terdapat di Unit Produksi *Phosphoric Acid* bagian *reaction* pada Pabrik III. Pompa asam fosfat P-2543 ini merupakan *centrifugal pump single stage*, yaitu terdiri dari satu *impeller* dan satu *casing*. Pompa asam fosfat P-2543 ini mendistribusikan larutan *phosphoric acid* dari *cooling tank* (TK-2543) menuju *clarifier* (TK-2510).

2.2 Klasifikasi Pompa

Berdasarkan prinsip kerja dalam memindah cairan yang dipompakan, pompa dibagi menjadi dua kelompok berdasar prinsip kerjanya, yaitu pompa *Positive Displacement* dan pompa *Non Positive Displacement*.



Gambar 2.1 Klasifikasi Pompa

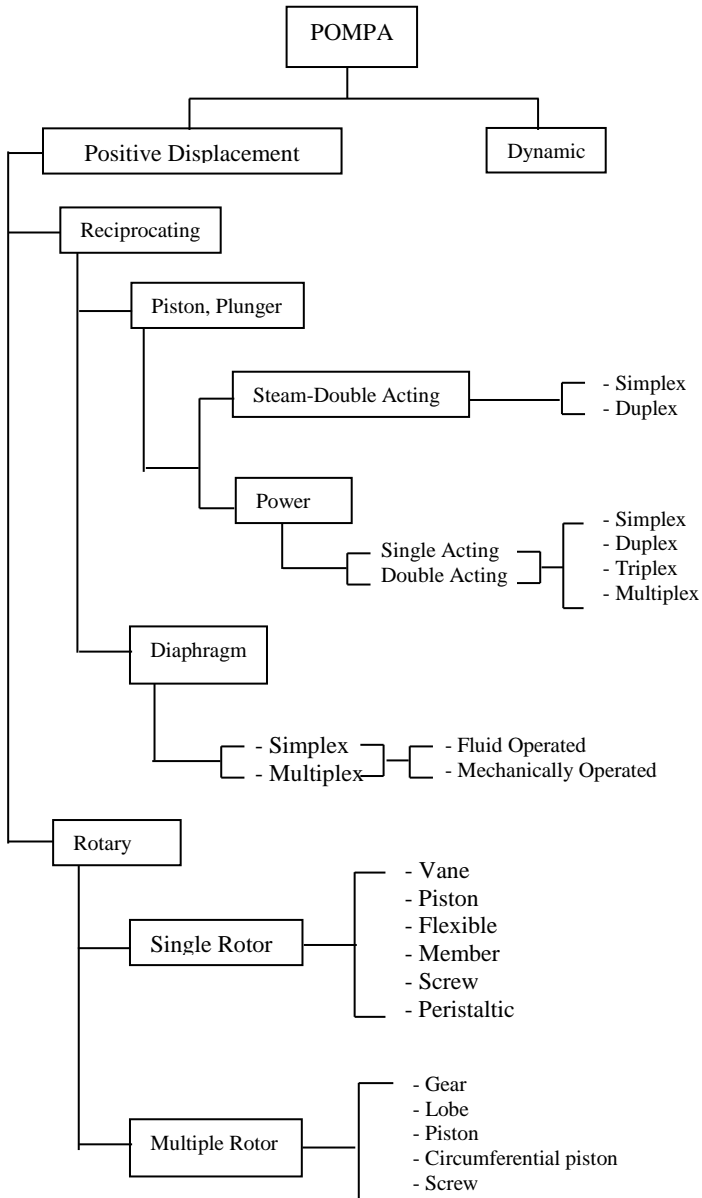
2.2.1 *Positive Displacement Pump*

Positive displacement pump adalah salah satu jenis pompa dimana pemindahan cairan saat proses kerjanya disertai dengan perubahan volume ruang kerja pompa yang ditempati oleh cairan. Akibatnya, ada gesekan antara elemen yang bergerak. Saat elemen bergerak baik dengan berputar maupun dorongan, maka volume ruang kerja pada pompa akan berubah menjadi semakin kecil dan tekanan menjadi lebih besar, sehingga terjadi perpindahan zat cair dari tekanan tinggi ke tekanan rendah.

Adapun ciri-ciri dari pompa positive displacement adalah sebagai berikut :

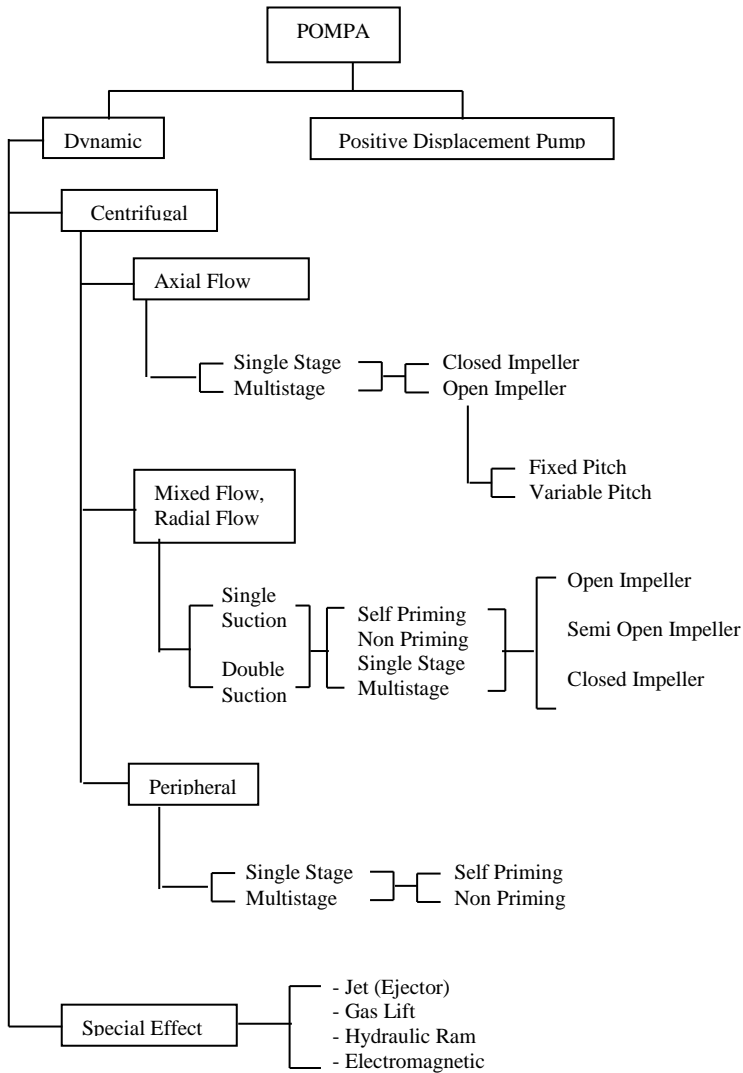
1. *Head* yang dihasilkan relative lebih tinggi dengan debit atau kapasitas yang relatif lebih kecil.
2. Mampu beroperasi pada *suction* yang kering, sehingga tidak memerlukan proses *priming* pada awal operasi atau menjalankan pompa.

Berdasarkan gerakan elemen yang bergerak, pompa *positive displacement* dibagi menjadi dua, yaitu pompa *reciprocating* yang memiliki gerakan maju-mundur dan pompa *rotary* yang memiliki gerakan berputar. Berikut ini adalah klasifikasi atau jenis pompa positive displacement dan masing-masing contoh pompanya.



Gambar 2.2 Klasifikasi Pompa *Positive Displacement*

2.2.2 Pompa Non Positive Displacement



Gambar 2.3 Klasifikasi Pompa Non Positive Displacement

Pada pompa *non positive displacement*, perpindahan zat cair disebabkan oleh gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh adanya gerakan dari sudu-sudu atau *impeller*. Pompa ini mempunyai prinsip kerja yaitu mengkonversi energi kinetik yang selanjutnya dirubah menjadi energi potensial.

Ciri-ciri pompa *non positive displacement* adalah sebagai berikut :

1. *Head* yang dihasilkan relatif rendah dengan debit cairan yang lebih tinggi.
2. Tidak mampu beroperasi pada *suction* yang kering. Oleh sebab itu pipa *suction* harus berisi air penuh dengan air sampai dengan *impeller* pompa.

Yang termasuk dalam jenis pompa *non positive displacement* adalah sebagai berikut.

2.3 Pompa Sentrifugal

Pompa Sentrifugal adalah suatu pompa dengan piringan bersudu yang berputar untuk menaikkan momentum fluidanya. Prinsip kerjanya adalah dengan adanya putaran *impeller*, partikel-partikel fluida yang berada dalam *impeller* digerakkan dari *inlet suction* yang bertekanan vacuum ke *discharge* dengan tekanan atmosfer (atm). Gerakan ini menyebabkan tekanan yang ada dalam *inlet* terus menuju *casing* pompa selama fluida mengalir di dalam *impeller*. Partikel dipercepat dengan menaikkan tenaga kinetisnya. Energi kinetis ini dirubah menjadi energi potensial pada *casing*.

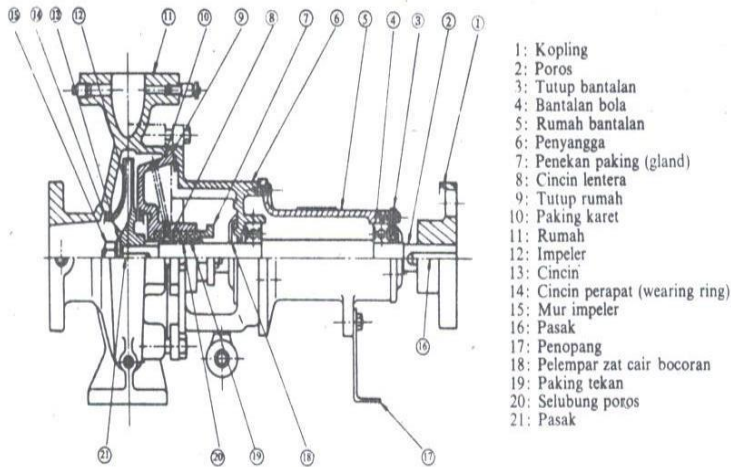
Berdasarkan arah alirannya, dibedakan menjadi tiga kelompok yaitu :

- a. Pompa aliran aksial (*Axial Flow*)
- b. Pompa aliran radial (*Radial Flow*)
- c. Pompa aliran gabungan (*Mixed Flow*)

2.4 Komponen Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal pada dasarnya terdiri dari satu *impeller* atau lebih dan dilengkapi dengan sudu-sudu yang dipasang pada

satu poros yang berputar. *Impeller* tersebut diselubungi atau ditutupi dengan sebuah rumah (*casing*).



Gambar 2.4 Bagian pompa sentrifugal
(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*)

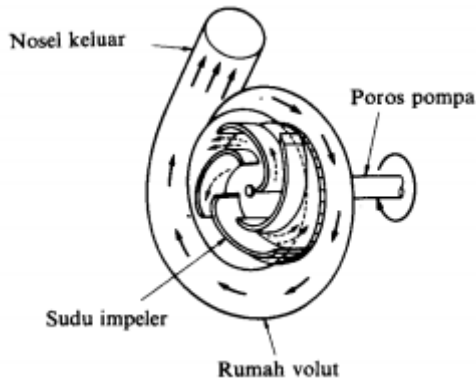
Pada umumnya, bagian pompa sentrifugal terdiri dari :

- *Impeller* : untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perbedaan tekanan antara *suction* dengan *discharge*, dan juga karena perpindahan dari cairan yang masuk sebelumnya.
- *Casing*, karena didalamnya terdapat rumah keong (*Volute Chamber*) yang merupakan tempat memberikan arah aliran dari *impeller* dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis (*single stage*).
- *Stuffing Box*, berfungsi untuk menerima kebocoran pada daerah dimana poros pompa menembus *casing*.

- *Packing*, digunakan untuk mencegah dan mengurangi bocoran cairan dari casing pompa melalui poros.
- *Shaft*, berfungsi untuk meneruskan momen punter dari penggerak selama beroperasi dan tempat kedudukan impeller dan bagian-bagian berputar lainnya.
- *Shaft Sleeve*, berfungsi untuk melindungi poros dari erosi, korosi dan keausan pada *stuffing box*.
- *Vane*, sudu *impeller* sebagai tempat berlalunya cairan pada *impeller*.
- *Eye of Impeller*, merupakan bagian sisi masuk pada arah isap impeller.
- *Casing wearing ring*, berfungsi untuk memperkecil kebocoran cairan yang melewati bagian depan *impeller* maupun bagian belakang *impeller*, dengan cara memperkecil celah antara *casing* dengan *impeller*.
- *Discharge Nozzle*, berfungsi untuk mengeluarkan cairan dari *impeller*. Di dalam *nozzle* ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan.

2.5 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Pada Gambar 2.3, impeller digunakan untuk mengangkat atau melemparkan fluida atau zat cair dari *suction* menuju *discharge*. Daya dari motor diberikan kepada poros untuk memutar impeller yang ada di dalam *casing*. Fluida yang ada di dalam impeller akan terlempar ke atas akibat dari sudu yang berputar. Karena timbul gaya sentrifugal, maka zat cair mengalir dari tengah impeller ke luar melalui saluran diantara sudu-sudu. Disini *head* tekanan fluida akan menjadi lebih tinggi. Demikian pula *head* kecepatannya bertambah besar karena fluida mengalami percepatan. Fluida yang keluar dari impeller ditampung oleh saluran berbentuk *volute* di keliling impeller dan disalurkan ke luar pompa melalui nozel. Di dalam nozel ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan. Berikut ini adalah gambar yang menunjukkan aliran fluida yang melewati impeller dari pompa sentrifugal :



Gambar 2.5 Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal
(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*)

Keuntungan Pompa Sentrifugal dibandingkan pompa Reciprocating diantaranya adalah :

1. Karena tidak menggunakan mekanisme katup, pompa ini dapat digunakan untuk memompa fluida yang mengandung pasir atau Lumpur.
2. Aliran yang dihasilkan lebih kontinyu (*continue*) bila dibandingkan dengan pompa reciprocating yang alirannya tersendat-sendat (*intermittent*).
3. Harga pembelian murah dan mudah perawatannya.
4. Karena tidak terjadi gesekan antara impeller dan casingnya sehingga keausannya lebih kecil.
5. Pengoperasiannya, pada putaran tinggi dapat dihubungkan langsung dengan motor penggeraknya.
6. Karena ukurannya relatif kecil, maka bobotnya ringan dan pondasinya kecil.

Kerugian Pompa Centrifugal dibandingkan Pompa Reciprocating adalah sebagai berikut.

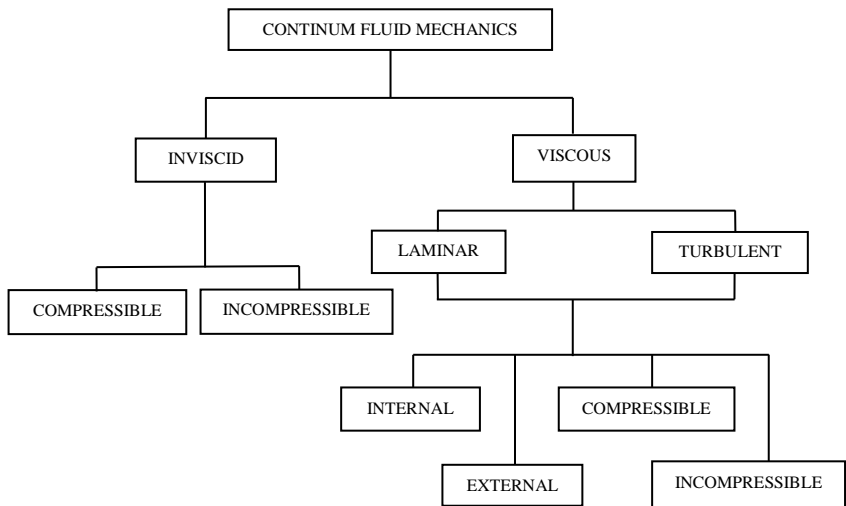
1. Untuk kapasitas kecil dan *head* yang besar, efisiensinya lebih kecil.

2. Agar pompa dapat bekerja lebih efisien, maka pompa harus bekerja pada titik kerjanya saja.
3. Untuk pompa dengan *head* yang tinggi dan kapasitas rendah sulit dibuat, terkecuali dibuat dengan tingkat yang lebih banyak (*multistage pump*)
4. memerlukan priming untuk menggerakkannya.

2.6 Jenis Aliran *Fluida*

Karena sulitnya menganalisa partikel cairan secara mikroskopis, maka dilakukan pendekatan secara makroskopis dengan anggapan sudah cukup memadai, ini berarti kita harus mengansumsikan *fluida* yang “*continum*”, sebagai konsekuensinya bahwa seluruh *properties fluida* merupakan suatu fungsi dari kedudukan dan waktu.

Dengan adanya *properties fluida* ini, maka unjuk kerja pompa juga akan berpengaruh. Karena ada variasi dari bentuk aliran yang dihasilkan. Keberadaan bentuk aliran ini sangat menentukan di dalam perencanaan instalasi pompa.



Gambar 2.6 Klasifikasi jenis fluida

2.6.1 Aliran *Viscous*

Aliran *viscous* adalah jenis aliran fluida yang memiliki kekentalan atau viscous ($\mu > 0$). Viskositas fluida sangat berpengaruh saat fluida mengalir di suatu plat datar ataupun pipa yang dapat menghasilkan tegangan geser di dinding saluran tersebut.

2.6.2 Aliran *Laminar* dan *Turbulen*

Aliran suatu *fluida* dibedakan menjadi dua tipe, yaitu aliran *laminar* dan aliran *turbulen*. Aliran dikatakan *laminar* bila partikel-partikel *fluida* yang bergerak secara teratur mengikuti lintasan yang sejajar pipa dan bergerak dengan kecepatan yang sama. Aliran ini terjadi bila kecepatan kecil dan kekentalan yang besar. Sedangkan aliran disebut *turbulen* bila tiap partikel *fluida* bergerak mengikuti lintasan sembarang di sepanjang pipa dan hanya gerakan rata-rata saja yang mengikuti sumbu pipa. Aliran ini terjadi apabila kecepatan besar dan kekentalan *fluida* yang kecil.

Kekentalan (*viskositas*) berpengaruh besar sehingga dapat meredam gangguan yang mengakibatkan aliran menjadi *turbulen*. Dengan berkurangnya kekentalan dan bertambahnya kecepatan aliran maka daya redam terhadap gangguan akan berkurang yang sampai pada batas tertentu akan menyebabkan terjadinya perubahan aliran dari *Laminar* menjadi *Turbulen*.

Koefisien gesekan untuk suatu pipa silindris merupakan *Bilangan Reynold (Re)*. Untuk menentukan tipe aliran apakah *laminar* atau *turbulen* dapat digunakan rumus di bawah ini :

$$Re = \frac{\bar{V} \cdot D}{\nu} \quad (2.1)$$

Dimana :

Re = bilangan *Reynold*

\bar{V} = kecepatan aliran *fluida* (m/s)

D = diameter dalam pipa (m)

ν = viskositas kinematik zat cair (m^2/s)

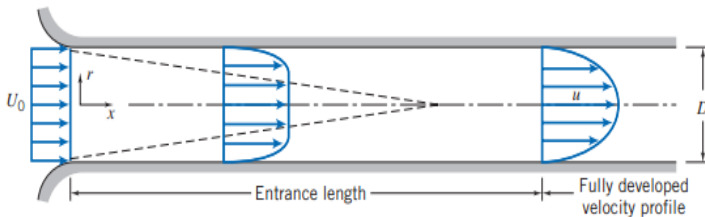
Bila : $\text{Re} \leq 2300$, aliran bersifat *laminar*
 $2300 \leq \text{Re} \leq 4000$, aliran bersifat *transisi*
 $\text{Re} \geq 4000$, aliran bersifat *turbulen*

Aliran *transisi* merupakan dimana aliran dapat bersifat *laminar* atau *turbulen* tergantung dari kondisi pipa dan aliran.

2.6.3 Aliran Internal

Aliran *internal* adalah aliran dimana *fluida* yang mengalir yang dibatasi oleh suatu batasan atau *boundary* berupa benda *solid*, seperti aliran yang berada di dalam pipa.

Aliran *external* adalah aliran yang tidak dibatasi oleh suatu permukaan zat lainnya atau aliran yang melintasi suatu permukaan benda seperti plat. Batasan kontrol volume yang biasanya digunakan adalah hingga *fluida* yang melewati suatu benda *solid* (padat).



Gambar 2.7 Profil kecepatan aliran memasuki pipa
(Sumber : Fox and McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*)

Aliran yang masuk pada pipa adalah aliran *uniform* dengan kecepatan U_0 . Karena aliran merupakan aliran *viscous*, maka pada dindingnya terjadi lapisan batas (*boundary layer*). Aliran *viscous* yang ada di dalam *boundary layer* tersebut pengaruh *viskositasnya* relatif besar, sehingga profil kecepatannya tidak *uniform* lagi seperti pada gambar 2.5.

Perubahan profil kecepatan dalam aliran ini memiliki batas tertentu. Apabila *boundary layer* tersebut bertemu pada satu titik, maka profil kecepatannya akan tetap. Aliran yang telah berkembang penuh ini dinamakan aliran *fully developed*. Jarak

dari saat mula-mula aliran masuk sampai menjadi *fully developed* disebut dengan *Entrance Length*. Kecepatan aliran rata-rata yang terjadi adalah :

\bar{V} ini tentunya harus bernilai sama dengan U_0 . Jadi, nilai $\bar{V} = U_0$ = konstan. Panjang *entrance length* (L) untuk aliran *laminar* merupakan fungsi bilangan *reynold* :

$$\frac{L}{D} \cong 0,06 \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu}$$

Dimana :

$\bar{V} = \frac{Q}{A}$ adalah kecepatan rata-rata.

- Karena laju aliran (*flow rate*)

$$Q = A \cdot \bar{V} = A \cdot U_0, \text{ dimana } \bar{V} = U_0$$

Untuk aliran *laminar* dalam pipa $Re < 2300$, maka *entrance length* (L) didapat:

$$L \cong 0,06 Re \cdot D \leq (0,06)(2300)D = 138D$$

(Ref: Fox and McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*)

Sedangkan untuk aliran *turbulen*, karena *boundary layer* muncul lebih cepat maka panjang *entrance length* akan menjadi lebih pendek yaitu ± 25 sampai 40 kali diameter pipa.

2.6.4 Aliran Inkompressibel

Aliran Inkompressibel adalah aliran yang melewati suatu benda padat dan apabila terjadi perubahan temperature yang dapat berpengaruh pada density/ massa jenis (P), hal ini dapat dibedakan karena perubahan density tidak secara signifikan contoh adalah fluida cair ($\rho_1 = \rho_2$)

Untuk dapat membedakan jenis aliran *compressible* atau *incompressible* tersebut, dapat dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan bilangan *Mach* (M)

$$M = \frac{\bar{v}}{c}$$

Dimana :

M = bilangan Mach

\bar{v} = Kecepatan rata-rata aliran

c = Kecepatan rambat bunyi lokal

Sehingga untuk *mach number* < 0.3 adalah aliran *Incompressible*. Sedangkan untuk mach number > 0,3 adalah aliran *compressible*.

2.7 Persamaan Kontinuitas

Suatu sistem dapat didefinisikan sebagai kumpulan yang massanya tidak berubah, sehingga prinsip kekekalan massa dapat ditulis secara sederhana, sebagai berikut :

$$\left(\frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0$$

Dimana laju perubahan massa terhadap waktu adalah 0. Umumnya massa *system* (M_{sys}) dapat dinyatakan sebagai berikut dengan pengintegralan meliputi seluruh volume sistem :

$$M_{sys} = \int_{M(sys)} dm = \int_{\forall(sys)} \rho \cdot d\forall$$

Hubungan persamaan antara sistem dan *control volume* dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\left(\frac{dN}{dt} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} \eta \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dimana,

$$N_{system} = \int_{M(system)} \eta \cdot dm + \int_{\forall(system)} \eta \cdot \forall$$

Untuk sebuah persamaan *control volume* dari konservasi, maka dapat ditulis dengan $N=M$ dan $\eta = 1$. Sehingga bila disubstitusikan akan menjadi persamaan :

$$\left(\frac{\partial M}{\partial t} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot dV + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Sehingga persamaan kontinuitas atau konversi massa, dapat ditulis sebagai berikut :

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot dV + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan asumsi :

- Aliran fluida adalah inkompresibel
- Aliran fluida kerjanya adalah steady state

Sehingga persamaan di atas menjadi :

$$0 = \cancel{\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot dV} + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Menjadi,

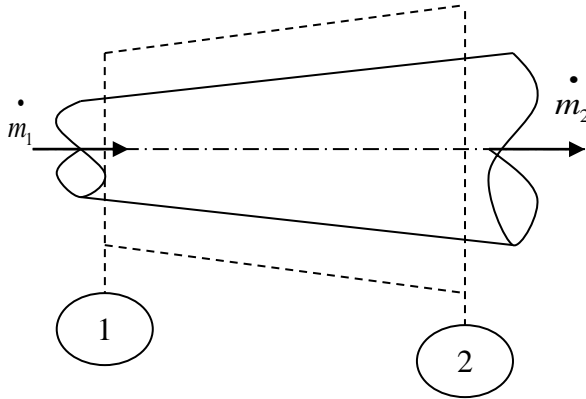
$$0 = \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan mengintegalkan persamaan di atas, maka di dapat persamaan kontinuitas sebagai berikut :

$$0 = -[\rho_1 \cdot \bar{V}_1 \cdot A_1] + [\rho_2 \cdot \bar{V}_2 \cdot A_2]$$

Atau

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.2)$$



Gambar 2.8 Persamaan kontinuitas dengan volume atur

Dimana :

ρ = density (kg/m³)

V = Kecepatan aliran fluida (m/s)

A = Luas penampang (m²)

2.8 Hukum Pertama Termodinamika

Hukum pertama termodinamika menyatakan tentang kekekalan energi (*conservation of energy*). Persamaannya sebagai berikut :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \left[\frac{dE}{dt} \right]_{system} \quad (2.3)$$

Dimana energi total :

$$E_{system} = \int_{M(system)} e \cdot dm = \int_{\forall(system)} e \cdot \rho \cdot d\forall$$

Dengan nilai dari energi dalam adalah :

$$e = u + \frac{\overline{V^2}}{2} + g.z$$

Dengan \dot{Q} bernilai positif bila panas yang diberikan ke sistem dan sekelilingnya, sedangkan \dot{W} bernilai positif bila kerja diberikan dari sistem ke sekelilingnya. Hubungan antara sistem dan kontrol volume adalah :

$$\left[\frac{dN}{dt} \right]_{\text{system}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} \eta \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.4)$$

$$\text{Dimana : } N_{\text{system}} = \int_{m(\text{system})} \eta \cdot dm + \int_{\forall(\text{system})} \eta \cdot \rho \cdot d\forall$$

Untuk menurunkan perumusan volume dari hukum pertama termodinamika $\mathbf{N} = \mathbf{E}$ dan $\mathbf{n} = \mathbf{e}$ sehingga diperoleh persamaan :

$$\left[\frac{dN}{dt} \right]_{\text{system}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Pada saat t_0 sistem berhimpit dengan kontrol volume sehingga,

$$(\dot{Q} - \dot{W})_{CS} = (\dot{Q} - \dot{W})_{CV}$$

Dari persamaan 2.3 Dan 2.4 Didapat :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.5)$$

Besarnya kerja pada volume atur dibagi menjadi empat kelompok, yaitu :

$$\dot{W} = \dot{W}_s + \dot{W}_{normal} + \dot{W}_{shear} + \dot{W}_{other}$$

Maka hukum pertama termodinamika menjadi :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.6)$$

Dimana:

\dot{W}_{shaft} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan poros

\dot{W}_{normal} = kerja persatuan waktu yang ditimbulkan oleh tegangan normal

\dot{W}_{shear} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan geser

\dot{W}_{other} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh kelistrikan

2.9 Tinggi - Tekan (*Head*)

Head / tinggi tekan adalah ketinggian kolom *fluida* yang harus dicapai *fluida* untuk memperoleh jumlah energi yang sama dengan yang dikandung oleh satu satuan bobot *fluida* yang sama. *head* ini ada dalam tiga bentuk, yaitu :

2.1 *Head* Potensial

Didasarkan pada ketinggian *fluida* di atas bidang datar. Jadi suatu kolom *fluida* setinggi 1 meter mengandung jumlah energi yang disebabkan oleh posisinya dan dikatakan *fluida* tersebut memiliki *head* sebesar 2 meter kolom air (Z).

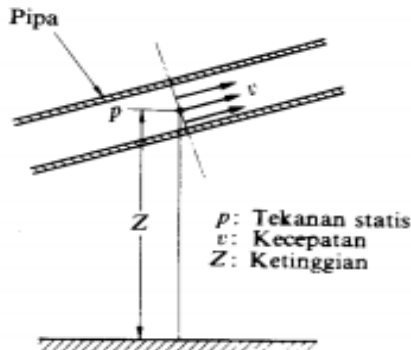
2.2 Head Kecepatan / Kinetik

Suatu ukuran energi kinetik yang dikandung satu satuan bobot *fluida* yang disebabkan oleh kecepatan dan dinyatakan dengan persamaan $\frac{V^2}{2.g}$.

2.3 Head Tekanan

Energi yang dikandung *fluida* akibat tekanannya yang dinyatakan dengan persamaan $\frac{P}{\gamma}$.

Energi mekanik total adalah energi fluida yang memiliki kemampuan untuk melakukan kerja. Ketinggian (Z) yang dimiliki aliran diukur dari bidang datar yang sudah ditentukan. Berikut ini adalah gambar yang memperjelas untuk tinggi tekan (*Head*) yang dimiliki aliran :

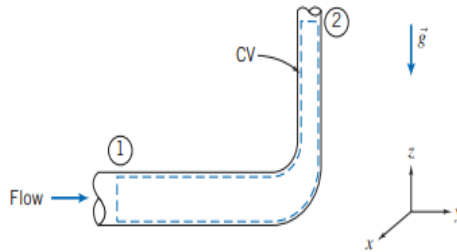


Gambar 2.9 Metode Mengukur Head

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

2.10 Persamaan Bernoulli

Persamaan ini didapat dari penurunan persamaan Hukum Termodinamika I (Persamaan 2.6)



Gambar 2.10 Kontrol Volume dan koordinat untuk analisis aliran energi yang melewati elbow 90°

(Sumber : Fox and McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*)

Untuk mengkaji energi yang hilang atau kerugian tinggi tekan yang terjadi pada aliran yang melalui pipa, digunakan persamaan energi, yaitu :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} (e + Pv) \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.7)$$

Dimana :

$$e = u + \frac{\overline{V^2}}{2} + g \cdot z$$

Dengan asumsi :

1. $\dot{W}_s = 0$, $\dot{W}_{other} = 0$
2. $\dot{W}_{shear} = 0$ (meskipun terdapat tegangan geser pada dinding-dinding belokan, tetapi kecepatan pada dinding adalah nol)
3. *Steady Flow* ($\nabla = 0$)
4. *Incompressible*
5. Energi dalam dan tekanan pada tiap penampang *uniform*.

Dengan asumsi di atas, maka persamaan 2.7 menjadi :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (u_2 - u_1) + \dot{m} \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m} \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \left(\int_{A_2} \frac{\overline{V_2^2}}{2} \cdot \rho \cdot \overline{V_2} \cdot dA_2 - \int_{A_1} \frac{\overline{V_1^2}}{2} \cdot \rho \cdot \overline{V_1} \cdot dA_1 \right)$$

Karena aliran bersifat *viscous*, terlihat pada gambar bahwa kecepatan aliran pada penampang 1 dan 2 tidak *uniform*. Untuk menyelesaikannya, digunakan kecepatan rata-rata ke dalam persamaan energi. Untuk mengeliminasi tanda integral digunakan koefisien energi kinetik (α).

$$\dot{Q} - \dot{W}_{shaft} = \dot{m} \cdot (u_2 - u_1) + \dot{m} \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m} \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \dot{m} \left(\alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2} - \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2} \right) \quad (2.8)$$

Dimana

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = (u_2 - u_1) + \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + (g \cdot z_2 - g \cdot z_1) + \left(\alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2} - \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2} \right)$$

dan, $u = h + P \cdot v$

$$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} = H_{loss}$$

Maka persamaan 2.8 Menjadi :

$$\dot{Q} - \frac{\dot{W}}{m \cdot g} = \left(\frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2} + g \cdot z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2} + g \cdot z_1 \right) = (u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} \quad (2.9)$$

Dimana :

$$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} = \text{kerugian energi dalam karena energi}$$

panas yang timbul disebabkan oleh gesekan *fluida* cair dengan dinding saluran (H_{loss}).

Bila persamaan 2.9 dikalikan dengan $\frac{1}{g}$ maka persamaan menjadi :

$$\left(\frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\overline{V_2}^2}{2.g} + z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\overline{V_1}^2}{2.g} + z_1 \right) = Head \quad (2.10)$$

Dengan asumsi aliran *uniform* pada tiap penampang, maka :

$$\alpha_2 = \alpha_1 = 1$$

Sehingga persamaan menjadi,

$$Head = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left(\frac{\overline{V_2}^2 - \overline{V_1}^2}{2.g} \right) + (z_2 - z_1) \quad (2.11)$$

Untuk laluan yang aktual, tinggi - tekan tidak selalu bernilai konstan. Hal ini dikarenakan oleh rugi-rugi *turbulensi* yang dapat ditulis sebagai berikut :

$$Head = \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\overline{V_1}^2}{2.g} + z_1 \right) = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{\overline{V_2}^2}{2.g} + z_2 \right) + \sum H_{LT} \quad (2.12)$$

Dimana :

P_1 = tekanan pada kondisi awal (*suction*)

P_2 = tekanan pada kondisi akhir (*discharge*)

$\overline{V_1}$ = kecepatan pada kondisi awal (*suction*)

$\overline{V_2}$ = kecepatan pada kondisi akhir (*discharge*)

$\sum H_{LT}$ = jumlah *Head loss total*

Energi total yang diberi tanda H sama dengan ketinggian tinggi tekan , atau :

$$\left(\frac{P}{\gamma} + \frac{\bar{V}^2}{2.g} + z \right) = H$$

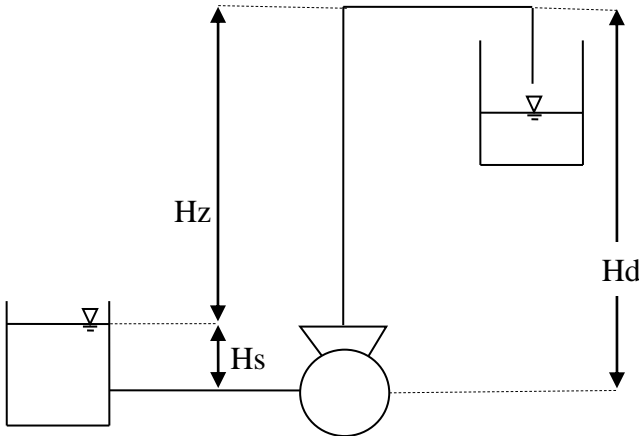
Karena energi tidak dapat muncul atau hilang begitu saja, H adalah konstan (dengan mengabaikan rugi-rugi). Persamaan ini disebut dengan persamaan *Bernoulli*.

2.11 Head Efektif Instalasi Pompa

Merupakan besarnya *head* yang harus diatasi oleh pompa dari seluruh komponen yang ada, diantaranya adalah karena perbedaan tekanan, perbedaan kecepatan, perbedaan kerugian (kerugian mekanis, volumetris, dinamis dan kerugian listrik). Persamaan *head* instalasi sebagai berikut :

$$H_{eff} = \sum H_{st} + \sum H_{din}$$

$$H_{eff} = \left(\left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (H_d - H_s) \right) + \left(\left(\frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2.g} \right) + \sum H_{LT} \right) \quad (2.13)$$



Gambar 2.11 Head efektif instalasi

2.11.1 Head Statis

Adalah perbedaan tinggi permukaan fluida pada bagian hisap dengan bagian tekan. *Head statis* tidak dipengaruhi oleh debit, hanya pada perbedaan tekanan dan ketinggian.

$$\sum H_{st} = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (H_d - H_s) \quad (2.14)$$

Dimana :

H_{st} = *Head Statis* total (m)

P_1 = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

P_2 = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

γ = berat jenis *fluida* $\left(\frac{N}{m^3} \right)$

H_d = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

H_s = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

➤ *Head statis* terdiri dari :

1. **Head tekanan (*Pressure Head*)**

Merupakan energi yang terdapat di dalam *fluida* akibat perbedaan tekanan antara *discharge reservoir* dan *suction reservoir*.

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \quad (2.15)$$

Dimana :

H_p = *Head statis* total (m)

P_1 = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

P_2 = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

γ = berat jenis *fluida* $\left(\frac{N}{m^3} \right)$

2.11.2 Head ketinggian (*Elevation Head*)

Merupakan perbedaan ketinggian dari permukaan *fluida* pada sisi *discharge reservoir* dan *suction reservoir* dengan acuan garis sumbu tengah pompa.

$$H_z = H_d - H_s \quad (2.16)$$

Dimana :

H_z = Head elevasi (m)

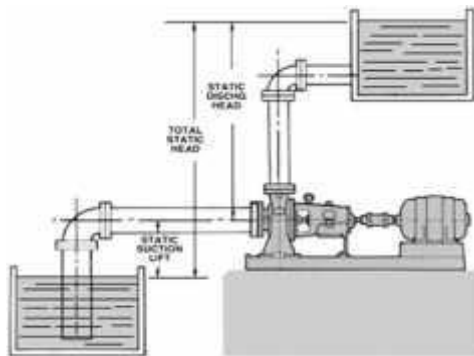
H_d = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

H_s = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

Terdapat dua macam ketinggian *head* instalasi , yaitu:

a. *Suction Lift*

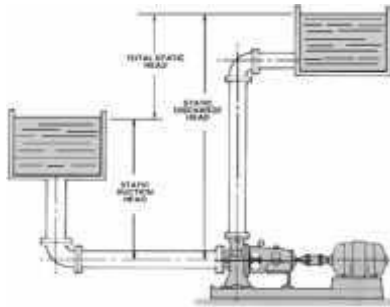
Suction lift adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari permukaan *fluida* yang harus dipompakan terhadap garis sumbu tengah pompa. *Suction Lift* diperoleh mulai dari garis tengah sumbu pompa sampai permukaan sumber suplai (*suction tank*). Gambar 2.9 merupakan contoh instalasi *suction Lift*. Nilai $(H_d - H_s)$ bernilai positif (+), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih rendah dari sumbu tengah pompa.



Gambar 2.12 Instalasi *suction lift*

b. Suction Head

Suction head adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari garis sumbu tengah pompa hingga ketinggian *fluida* yang dipompakan. *Suction head* diperoleh mulai dari permukaan sumber suplai (*suction tank*) yang berada di atas garis tengah sumbu pompa. Gambar 2.10 merupakan contoh instalasi *suction head*. Nilai $(H_d - H_s)$ bernilai negatif (-) , karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih tinggi dari sumbu tengah pompa.



Gambar 2.13 Instalasi *Suction Head*

2.11.3 Head Dinamis

Head dinamis adalah *head* yang terdiri dari *velocity head* dan *head loss*. Untuk penjelasannya dapat dilihat pada persamaan di bawah ini :

$$\sum H_{din} = \left(\frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2.g} \right) + \sum H_{LT} \quad (2.17)$$

Dimana :

$$\sum H_{din} = \text{Head dinamis (m)}$$

$$\sum H_{LT} = \text{kerugian tinggi tekan (m)}$$

$$\bar{V}_d = \text{kecepatan aliran discharge (m/s)}$$

$$\bar{V}_s = \text{kecepatan aliran suction (m/s)}$$

g = percepatan gravitasi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

➤ Head dinamis terdiri dari :

1) **Velocity Head**

adalah *head* yang disebabkan karena adanya perbedaan kecepatan yang keluar dari *suction reservoir* dan masuk ke dalam *discharge reservoir*. Velocity head ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$H_v = \frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2 \cdot g} \quad (2.18)$$

Dimana :

\bar{V}_d = kecepatan aliran *discharge* (m/s)

\bar{V}_s = kecepatan aliran *suction* (m/s)

g = percepatan gravitasi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

2) **Total Kerugian Tinggi-Tekan (*Head Loss Total*)**

Head Loss Total (total kerugian tinggi tekan) merupakan jumlah suatu kerugian yang dialami aliran *fluida* selama bersirkulasi dimana kerugian itu tergantung pada geometri penampang saluran dan parameter-parameter *fluida* serta aliran itu sendiri. Kerugian tinggi tekan (*Head loss*) dapat dibedakan atas, kerugian dalam pipa (*major losses*) dan kerugian pada perubahan geometri (*minor losses*). Untuk persamaan total kerugian tinggi tekan adalah :

$$\sum H_{LT} = H_l + \sum H_{lm} \quad (2.19)$$

$$\sum H_{LT} = \left(f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \right) + \left(K \cdot \frac{V^2}{2g} \right)$$

2.a) **Head Loss Mayor**

Kerugian aliran *fluida* yang disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara *fluida* dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh aliran *fluida* (kerugian kecil).

Kerugian *head* akibat gesekan dapat dihitung dengan menggunakan salah satu dari rumus berikut :

Persamaan Darcy – Weisbach

$$H_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad (2.20)$$

Dimana :

H_l = kerugian *head* karena gesekan (m)

f = faktor gesekan

D = diameter pipa (m)

\bar{V} = kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

g = gravitasi bumi (9,81 m/s²)

Untuk aliran *laminar*, faktor gesekan dapat dinyatakan dengan rumus :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.21)$$

Untuk aliran *turbulen*, faktor gesekan dibedakan menjadi :

- a. Untuk pipa halus, hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

$$\text{Blasius : } f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (2.22)$$

untuk $3000 \leq Re \leq 100000$

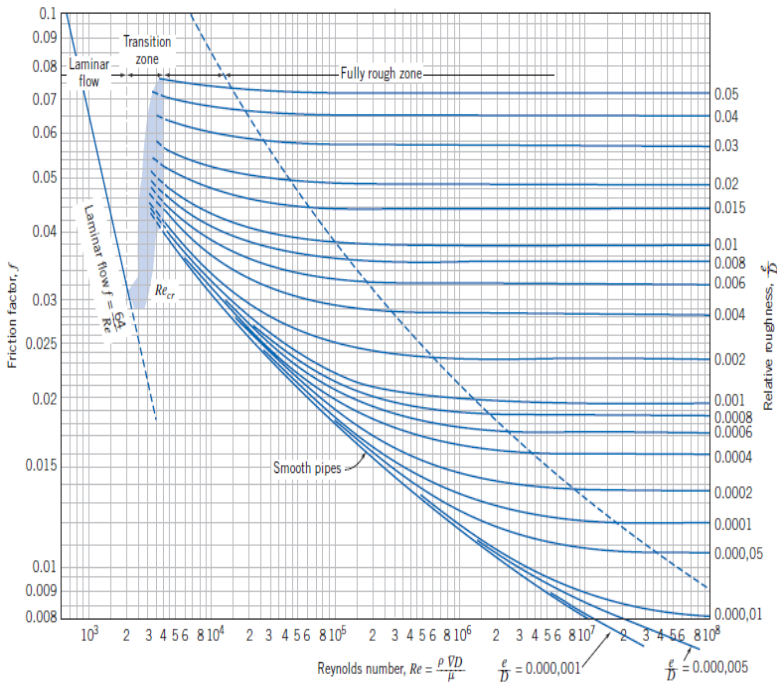
- b. Untuk pipa kasar dan halus , hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (2.23)$$

Untuk menggunakan persamaan ini dilakukan dengan menggunakan iterasi yang membuat harga f dapat lebih akurat. Adapun cara lain untuk mempermudah mencari harga *friction factor* (f), dapat menggunakan *moody diagram* dengan fungsi *reynold number* (Re) dan e/d terhadap *friction factor* (f).

Persamaan *Colebrook-White* berlaku untuk seluruh kisaran aliran *non laminar* dalam *diagram moody*.



Gambar 2.14 Moody Diagram
(Sumber : Fox and McDonald, Introduction to Fluid Mechanics)

2.b) **Head Loss Minor**

Selain kerugian *head loss mayor*, juga terdapat kerugian yang disebabkan karena kelengkungan pipa seperti belokan, siku, sambungan, katup dan sebagainya yang disebut dengan kerugian kecil (*Head Loss Minor*). Besarnya kerugian minor, yaitu :

$$\sum H_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.24)$$

Dimana :

\bar{V} = kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

g = gravitasi bumi (9,81 m/s²)

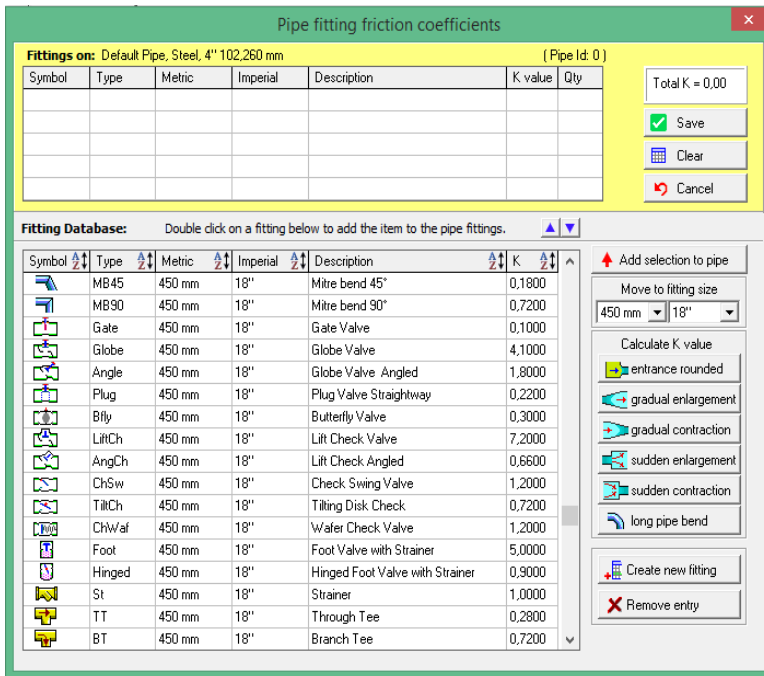
K = koefisien kerugian (minor losses) pipa

Dimana harga K dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$K = f \cdot \frac{L_e}{D} \quad (2.25)$$

Dimana harga K dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$\sum H_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.24)$$



Gambar 2.15 Nilai koefisien (k) berbagai jenis *fitting*
(Sumber: *Pipe Flow expert*)

2.12 Net Positive Suction Head (NPSH)

Net Positive Suction *Head* (NPSH) merupakan ukuran dari *head* suction terendah yang memungkinkan bagi cairan untuk tidak mengalami kavitasi. NPSH ini dipakai sebagai ukuran keamanan pompa terhadap terjadinya kavitasi.

2.12.1 Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)

NPSH_A merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat ditulis :

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - \sum H_{l_s}$$

dimana :

$NPSH_A$ = yang tersedia pada instalasi (m kolom minyak)

$\frac{P_a}{\gamma}$ = tekanan absolut diatas permukaan cairan pada suction
reservoir (m kolom minyak)

$\frac{P_v}{\gamma}$ = tekanan uap cairan yang dipompa pada temperature
pemompaan (m kolom minyak)

h_s = *Head* hisap statis (m kolom minyak)

$\sum H_l$ = *Head* loss pada pipa hisap (m kolom minyak)

2.12.2 *Net Positive Suction Head Required* ($NPSH_R$)

$NPSH_R$ adalah $NPSH$ yang diisyaratkan pompa yang bersangkutan supaya bisa bekerja. $NPSH_R$ ini ditentukan oleh pabrik pembuat pompa tersebut yang besarnya tergantung dari banyak faktor, antara lain : desain impellernya, kecepatan putaran, sifat fluida yang dipompa. Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka harus dipenuhi persyaratan sebagai berikut :

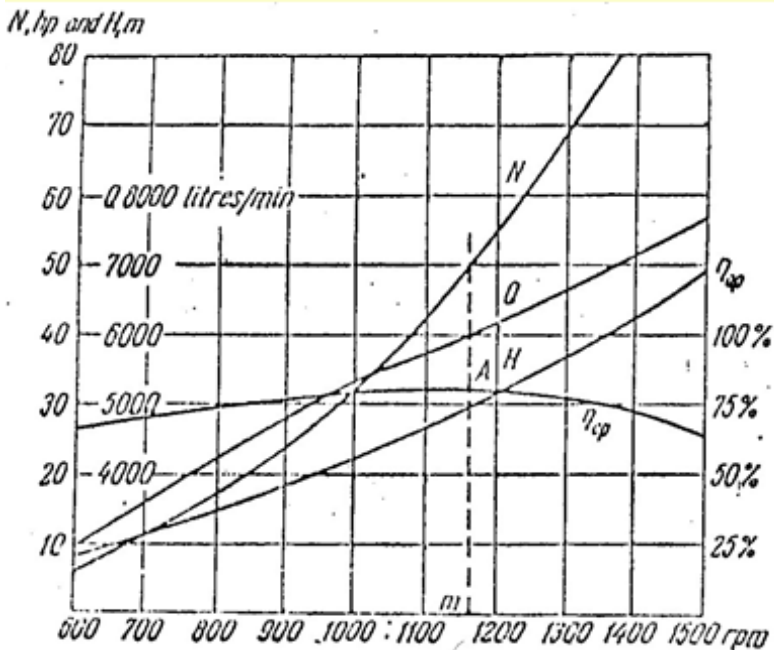
$$NPSH_A > NPSH_R$$

2.13 **Kurva Karakteristik Pompa**

Karakteristik pompa adalah kurva yang menghubungkan suatu performa dengan performa yang lainnya saat beroperasi. Performa pompa yaitu *head* (H), kapasitas(Q), daya pompa dan efisiensi (η). Secara umum karakteristik pompa sentrifugal terbagi menjadi 3, yaitu :

2.13.1 **Karakteristik Utama**

Adalah kurva karakteristik yang menunjukkan hubungan *head* dan kapasitas dengan perubahan putaran-putaran pompa yang dapat menyebabkan perubahan kecepatan impeller. Di bawah ini adalah grafik karakteristik utama :

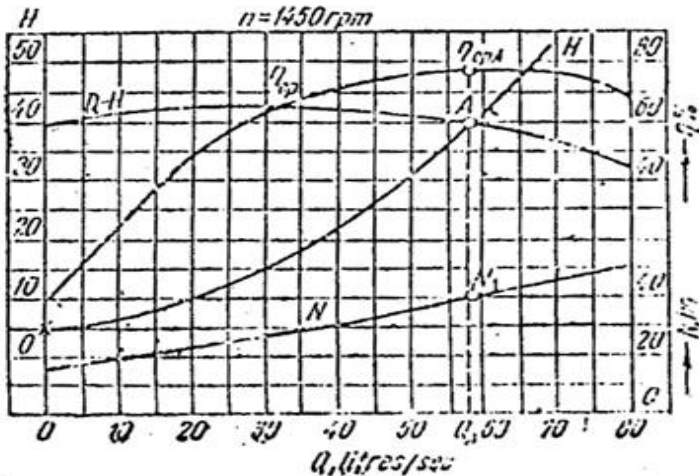


Gambar 2.16 Karakteristik Utama

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

2.13.2 Karakteristik Kerja

Adalah kurva karakteristik yang diplot berdasarkan kecepatan impeler (putaran pompa) yang konstan. Kurva ini divariasikan harga kapasitasnya dengan membuka/menutup *valve-valve* yang ada agar bisa mendapatkan titik kerja yang optimal dengan kurva kapasitas (Q) fungsi *head*.

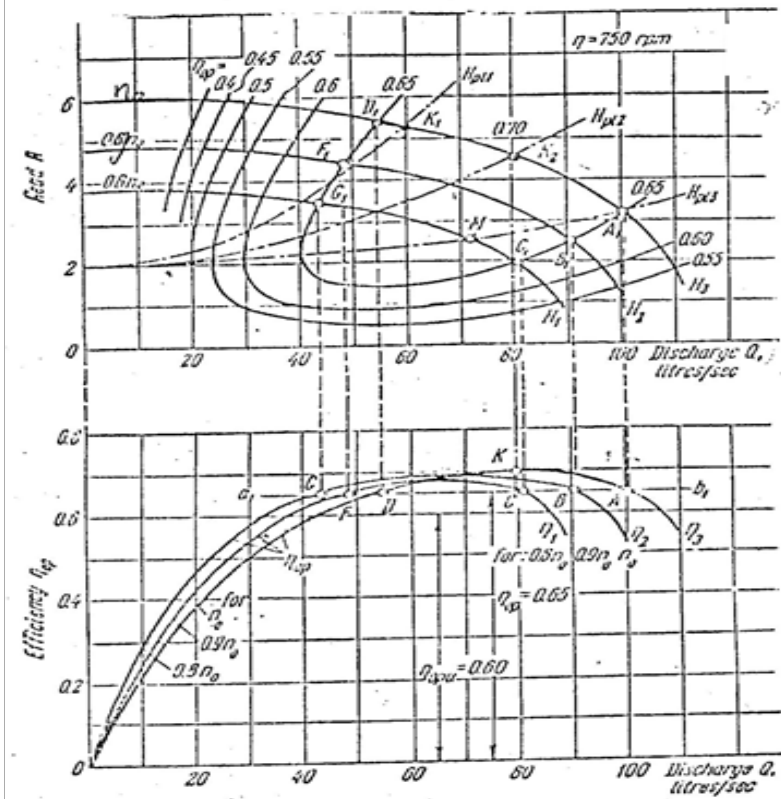


Gambar 2.17 Karakteristik Kerja

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

2.13.3 Karakteristik Universal

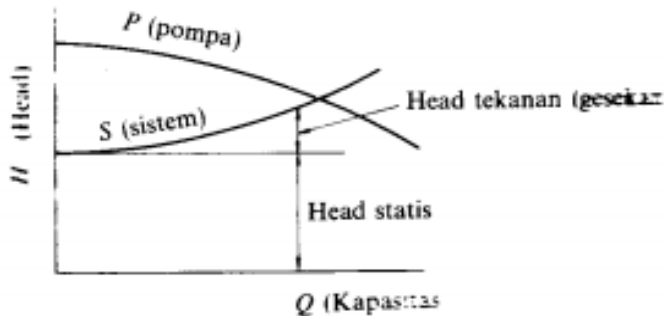
Adalah kurva yang merupakan gabungan dari karakteristik utama dan karakteristik kerja. Kurva ini digunakan untuk menentukan parameter-parameter pompa untuk berbagai kondisi operasi.



Gambar 2.18 Karakteristik Universal
(Sumber : Sularso Tahara Haruo, Pompa dan Kompresor
Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan, Cetakan pertama)

2.13.4 Titik Operasi Pompa

Titik operasi pompa adalah titik dimana menunjukkan kapasitas aliran pada head tertentu yang bekerja dengan performa yang baik. Titik operasi pompa ini ditentukan oleh perpotongan kurva sistem dengan kurva pompa yang ditunjukkan seperti pada gambar 2.19.



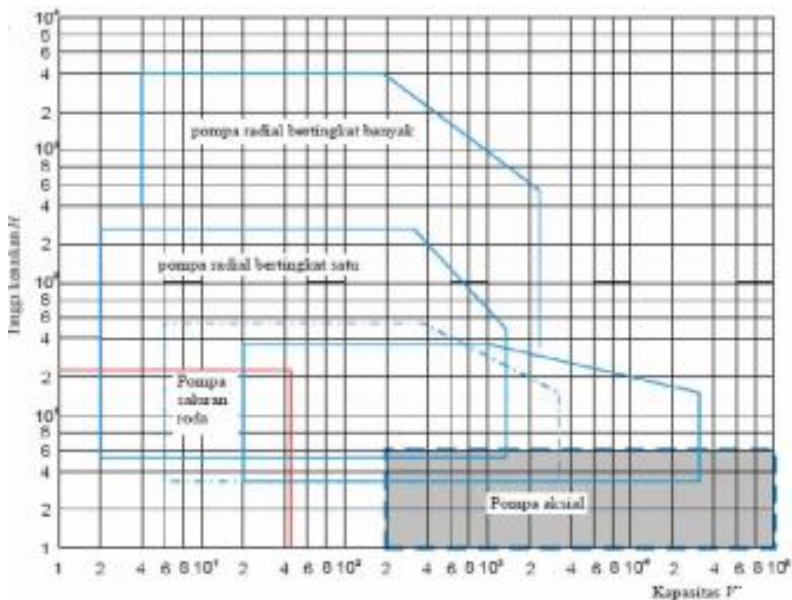
Gambar 2.19 Titik operasi pompa

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

Titik operasional pompa harus sedapat mungkin dijaga agar selalu berada pada area efisiensi pompa tertinggi. Terutama bila pengoperasian pompa digunakan pada sistem yang memerlukan variasi *head* dan besar aliran fluida yang akan menggeser kurva sistem.

2.14 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas

Dalam beberapa hal, untuk kapasitas dan *head* efektif pompa yang diperlukan, terdapat lebih dari satu jenis pompa yang dapat dipilih. Untuk itu dapat dilihat diagram yang ada di bawah ini :



Gambar 2.20 Daerah Kerja Beberapa Jenis Konstruksi Pompa
(Sumber : *“Turbin, Pompa dan Kompresor”* Ir.Dakso Sriyono
dan Prof.Ing. Fritz Dietzel, Erlangga, Jakarta.1993, hal. 282)

Untuk menentukan pompa sentrifugal yang tepat yang digunakan pada sebuah sistem, maka kurva karakteristik pompa dan kurva karakteristik sistem digabungkan. Titik pertemuan antara kedua kurva tersebut merupakan titik operasional. Titik operasional paling optimal adalah jika titik pertemuan antara kedua kurva tersebut berada pada area *BEP* (*Best Efficiency Point*).

2.15 Daya Penggerak

2.15.1 Daya Pompa / Daya Fluida (WHP)

Daya fluida adalah energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan nantinya akan dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$WHP = \gamma \times Q_{act} \times H$$

Dimana :

WHP = Daya Pompa (watt)

γ = Berat spesifik fluida (N/m³)

Q_{act} = Kapasitas Aktual Pompa (m³/s)

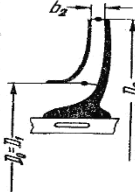
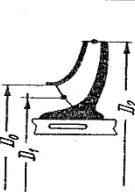


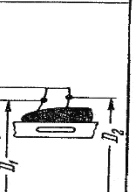
H = Head pompa (m)

2.15.2 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller

Dengan putaran pompa yang sudah diketahui dari penggerak motornya, sehingga dapat ditentukan putaran spesifiknya dengan menggunakan persamaan : (Ref. Khetagurov, *Marine Auxiliary Machinery and System*)

$$n_s = n \times \sqrt{\frac{\rho_{fluid}}{75}} \times \frac{n\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

Dengan mengetahui putaran spesifik ini, dapat diketahui jenis pompa dan bentuk impeller seperti pada tabel di bawah ini :

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_{sf} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{sf} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{sf} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{sf} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.3-1.1$	$n_{sf} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

Gambar 2.21 Putaran spesifik dan bentuk *impeller*

2.15.3 Daya Poros (P_{shaft})

Daya poros adalah daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa. Hal ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

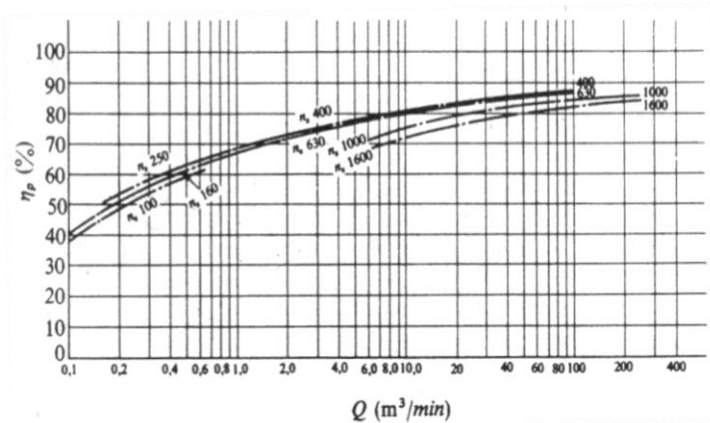
Dimana :

P_{shaft} = Daya Poros (Watt)

WHP = Daya Pompa / Daya Air (Watt)

η_p = Efisiensi Pompa (desimal)

Harga-harga standar efisiensi pompa (η_p) diberikan dalam gambar di bawah ini. Efisiensi pompa untuk pompa-pompa jenis khusus harus diperoleh dari pabrik pembuatnya.



Gambar 2.22 Efisiensi Standar Pompa

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*)

2.15.4 Daya Nominal Penggerak Mula

Daya nominal dari penggerak mula yang dipakai untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan : (Ref.Sularso,HT.Pompa dan Kompresor)

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Dimana :

P_m : Daya Nominal Penggerak Mula (KW)

α : Faktor Cadangan (KW)

η_t : Efisiensi Transmisi

Faktor cadangan dan efisiensi transmisi dapat dicari dengan melihat pada tabel di bawah ini :

Tabel 2.1 Faktor Cadangan

Jenis Penggerak Mula	α
Motor Induksi	0,1-0,2
Motor Bakar Kecil	0,15-0,25
Motor Bakar Besar	0,1-0,2

Tabel 2.2 Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk Rata		0,9-0,93
Sabuk – V		0,95
Roda Gigi	Roda gigi lurus satu tingkat	0,92-0,95
	Roda gigi miring satu tingkat	0,95-0,98
	Roda gigi kerucut satu tingkat	0,92-0,96
	Roda gigi planiter satu tingkat	0,95-0,98
Kopling Hidrolik		0,95-0,97

2.16 Sistem Perpipaan

Pipa merupakan saluran fluida yang menghubungkan suatu tempat ke tempat yang lain. Pada setiap instalasi pemipaan, pipa mempunyai fungsi dan sistem yang berlainan dan berkaitan langsung dengan sifat-sifat fisik dari fluida yang mengalir seperti tekanan, temperatur dan juga kecepatan aliran. Oleh karena itu,

material yang dipakai bermacam-macam sesuai dengan karakteristiknya.

2.16.1 Material Pipa

Material pipa yang digunakan dalam suatu perencanaan sangat menentukan panjang pendeknya umur pemakaian pipa tersebut. Beberapa macam pipa yang dipakai adalah sebagai berikut :

a. Stainless Steel Pipe

Jenis pipa stainless steel sangat luas penggunaannya. Hal ini disebabkan material ini mempunyai sifat ketahanan terhadap korosi yang tinggi. Sifat tahan korosinya diperoleh dari lapisan oksida (terutama chrom) yang sangat stabil yang melekat pada permukaan dan melindungi baja terhadap lingkungan yang korosif. Salah satu penggunaan stainless steel terdapat pada penggunaan pipa yang berfungsi untuk mengalirkan air bersih.

b. Cast Iron Pipe

Jenis pipa ini dipakai sebagai pipa air, pipa uap dan pipa gas dengan tekanan dibawah 250 psi dan temperatur tidak melebihi 450° C. Sifat mekanis pipa ini kuat tetapi rapuh pada temperatur rendah dan memiliki ketahanan terhadap korosi.

c. Carbon Steel Pipe

Jenis pipa ini dipakai sebagai pipa air dan mampu bertahan sampai temperatur 850° C. Relatif lebih ringan, kuat dan dapat disambung dengan pengelasan.

d. Alloy Steel Pipe

Jenis pipa ini dipakai dalam industri karena relatif lebih ringan, kuat dan dapat dilas. Akan tetapi kurang tahan terhadap korosi serta biasanya dapat dibuat tanpa sambungan.

e. HDPE (High Density Polyethylene)

Jenis pipa ini dalam dunia industri biasanya dipakai untuk

memompakan bahan kimia, karena pipa HDPE memiliki kekuatan tensil dan gaya antar molekul yang tinggi. Pipa HDPE juga lebih keras dan bisa bertahan pada temperatur tinggi (120°C).

Dalam analisa dan keadaan dilapangan, instalasi pompa asam fosfat P-2543 pada Unit Produksi Phosporic Acid Pabrik III di PT. Petrokimia Gresik menggunakan bahan *HDPE SDR 11 NPS 6 inch dan NPS 4 inch* karena fluidanya merupakan asam fosfat yang mempunyai temperatur kerja 65°C.

2.16.2 Kode dan Standar Pipa

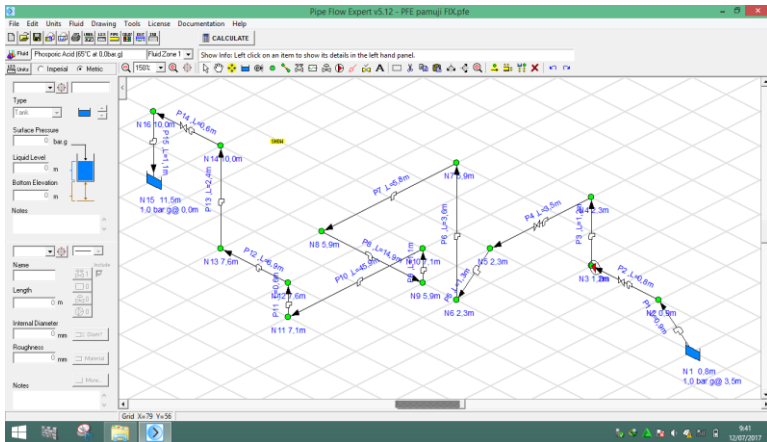
Kode dan standar merupakan suatu acuan teknis dalam perencanaan yang diterbitkan oleh suatu instansi / lembaga internasional dan digunakan secara internasional pula.

Untuk sistem perpipaan, kode dan standar Internasional yang digunakan antara lain adalah :

- ANSI (American National Standard Institution)
 - API (American Petroleum Institution)
 - ASME (American Society of Mechanical Engineering)
 - ASTM (American Society for Testing and Material) JIS (Japanesse Industrial Standard)
 - MSS (Manufacturers Standardization Society)
 - JIS (Japanese Industrial Standard)
- Untuk kode dan standar yang nasional adalah:
- SNI (Standar Nasional Indonesia)

2.17 Software Pipe Flow Expert

Pipe Flow Expert merupakan program perangkat lunak (*software*) yang digunakan untuk desain perpipaan dan pemodelan sistem pipa. *Software* ini dapat digunakan untuk menghitung aliran *fluida* dalam jaringan pipa terbuka maupun tertutup dengan suatu kapasitas *reservoir* ganda, beberapa pompa yang dihubungkan secara seri dan paralel serta beberapa ukuran dan *fitting* suatu pipa. *Pipe flow expert* ini akan menghitung laju aliran di setiap pipa dan akan menghitung penurunan tekanan pipa seluruh sistem. Pada gambar 2.23 menunjukkan penampang salah satu instalasi pada *software pipe flow expert*.



Gambar 2.23 Penampang pipa software *pipe flow expert*

BAB III METODOLOGI

Adapun data tugas akhir ini dilaksanakan pada Unit Produksi *phosphoric acid* di pabrik III - PT. Petrokimia Gresik. Untuk mendapatkan pengetahuan serta pemahaman yang lebih jelas di lapangan tentang instalasi pompa asam fosfat P-2543 yang digunakan untuk menyalurkan asam fosfat dari *cooling tank* menuju ke *clarifier* maka dilakukan studi literatur dan pengamatan langsung.

3.1 Data-data Hasil Survey

Setelah dilakukan *survey* lapangan pada unit produksi *phosphoric acid* di pabrik III - PT. Petrokimia Gresik mengenai instalasi perpipaan pompa asam fosfat P-2543. Proses pengambilan data pada sistem perpipaan pompa *centrifugal* P-2543 dilakukan dengan menggunakan peralatan dan alat ukur yang tersedia maupun peralatan sendiri yang nantinya digunakan untuk proses analisa dan perhitungan lebih lanjut. Adapun data-data yang diperoleh sebagai berikut :

3.1.1 Data Pompa

Jenis Pompa	: <i>Wuhuan Pump</i>
Model	: <i>Centrifugal Pump</i>
Size	: LCF65
Model	: 3501
Kapasitas	: 40 m ³ /h
Daya Motor	: 8,18 kW

3.1.2 Data Fluida

Fluida kerja`	: Asam Fosfat (P ₂ O ₅)
Temperatur kerja	: 65°C
<i>Spesific Gravity</i> (SG)	: 1,67
<i>Density</i> (ρ)	: 1670 kg/m ³
<i>Viscositas absolute</i>	: 18 cP
<i>Viscositas kinematik</i> (ν)	: 1,07 x 10 ⁻⁵ m ² /s
<i>Vapor pressure</i> (P _v)	: 8 kPa

3.1.3 Data Pipa

Diameter pipa pada kondisi di lapangan:

- Diameter pipa *suction* : 6inch
- Diameter pipa *discharge* : 4inch

Panjang pipa pada kondisi di lapangan:

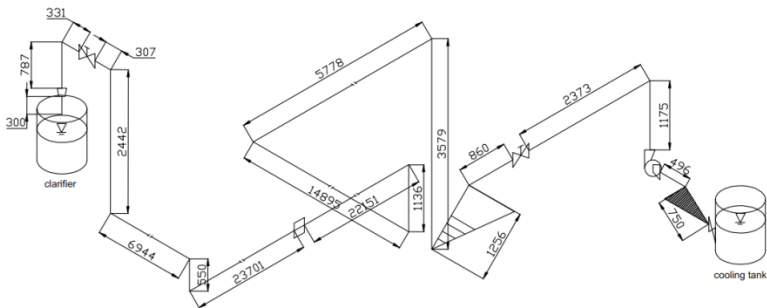
- Panjang pipa *suction* : 1,030 m
- Panjang pipa *discharge* : 88,310 m
- Bahan pipa kondisi di lapangan : *HDPE SDR 11 NPS 4 Inch pada suction dan discharge*

Adapun *fitting* pada instalasi pompa asam fosfat P-2543 dan nilai hambatan berdasarkan *pipe flow expert* ditunjukkan pada tabel 3.1:

Tabel 3.1 *Fitting* dan nilai K pada pipa kondisi eksisting

Nama <i>Fitting</i>	NPS (inch)	K	Jumlah
<i>Reducer</i>	6 to 3	4,75	1
<i>90° Elbow</i>	6	0,60	1
<i>Valve Diafragma</i>	6	5,1	1
<i>90° Elbow</i>	4	0,95	10
<i>45° Elbow</i>	4	0,27	1
<i>Valve Diafragma</i>	4	5,8	2
<i>Expansion Joint</i>	4	1,8	2
<i>Branch Tee</i>	4 to 2	0,34	1
<i>Reducer</i>	12 to 8	1,2	1

3.1.4 Data Eksisting Pompa P-2543 Pipeline



Gambar 3.1 Skema Pompa P-2543 Pipeline

Keterangan:

Panjang pipa <i>suction</i>	: 1,030 m
Diameter pipa <i>suction</i>	: 6inch
Panjang pipa <i>discharge</i>	: 88,310 m
Diameter pipa <i>discharge</i>	: 4inch
Tekanan outlet <i>suction reservoir</i>	: 1 atm
Tekanan Inlet <i>discharge reservoir</i>	: 1 atm

Adapun langkah dan prosedur penyusunan tugas akhir ini secara berurutan dapat dijelaskan sebagai berikut :

3.2 Studi Literatur

- Penentuan tema awal Tugas Akhir mengenai “Perencanaan Ulang Instalasi Pompa asam fosfat P-2543 pada unit Produksi *Phosphoric Acid*” di PT. Petrokimia Gresik.
- Pengajuan tema dan permohonan persetujuan kepada dosen pembimbing Tugas Akhir.
- Memenuhi prosedur pengambilan data yang telah ditetapkan oleh perusahaan.

3.3 Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan berdasarkan pada data-data yang diperlukan dalam analisa perencanaan instalasi. Kegiatan diatas meliputi :

a. Studi Literatur

Dalam studi literature ini dipelajari dari buku-buku yang menjadi eferensi dalam perencanaan instalasi pompa, baik yang ada di perusahaan ataupun literature dari matakuliah yang berhubungan dengan tujuan pengambilan Tugas Akhir ini.

b. Studi Lapangan

Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui kondisi instalasi serta jenis peralatan yang dipergunakan. Dengan di damping pembimbing lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah yang dapat memberikan gambaran secara jelas data-data yang kita perlukan untuk melakukan analisa perhitungan.

3.4 Menentukan Batas Kecepatan Fluida

Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja *Phosphoric Acid* ditunjukkan pada tabel dibawah ini :

(Sumber: *System Manual Brian Silowash 2010 McGraw-Hill.*)

Tabel 3.2 *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

<i>Pump Type</i>	<i>Fluid</i>	<i>Range</i>	
		<i>Low (m/sec)</i>	<i>High (m/sec)</i>
<i>Centrifugal Pump</i>	<i>Heavy Viscosity</i>	0,6	0,9
	<i>Light Viscosity</i>	0,9	1,8

Untuk jenis fluida asam fosfat. Jadi, kecepatan aliran yang diijinkan untuk *suction* maupun *discharge* pompa seperti yang tertera pada tabel.

3.5 Perencanaan Gambar

Setelah dilakukan pemilihan pompa dan penambahan *fitting*, maka proses selanjutnya adalah membuat rancangan gambar yang baru pada sistem perpipaan pompa asam fosfat P-2543 pada Pabrik III - PT. Petrokimia Gresik. Untuk lebih jelasnya, gambar perencanaan yang baru pada tugas akhir ini dicantumkan pada lampiran.

3.6 Perhitungan

Dalam menyelesaikan pengerjaan laporan tugas akhir ini, dilakukan perhitungan-perhitungan diantaranya perhitungan kapasitas (Q), kecepatan aliran (V) pada masing-masing instalasi pipa, head instalasi pompa (*Headloss mayor* (H_l) dan *Headloss minor* (H_{lm})), *Net Positive Suction Head Available* ($NPSH_A$), putaran spesifik pompa (n_s) serta daya pompa yang dibutuhkan dengan menggunakan data yang diperoleh dari perusahaan. Perhitungan pada tugas akhir ini dilakukan secara manual dan dengan *software Pipe Flow Expert*.

3.7 Pemilihan Pompa

Pemilihan pompa dilakukan setelah mendapatkan hasil perhitungan kapasitas (Q), kecepatan aliran (V), *head* efektif instalasi (H_{eff}), daya pompa dan efisiensi (η).

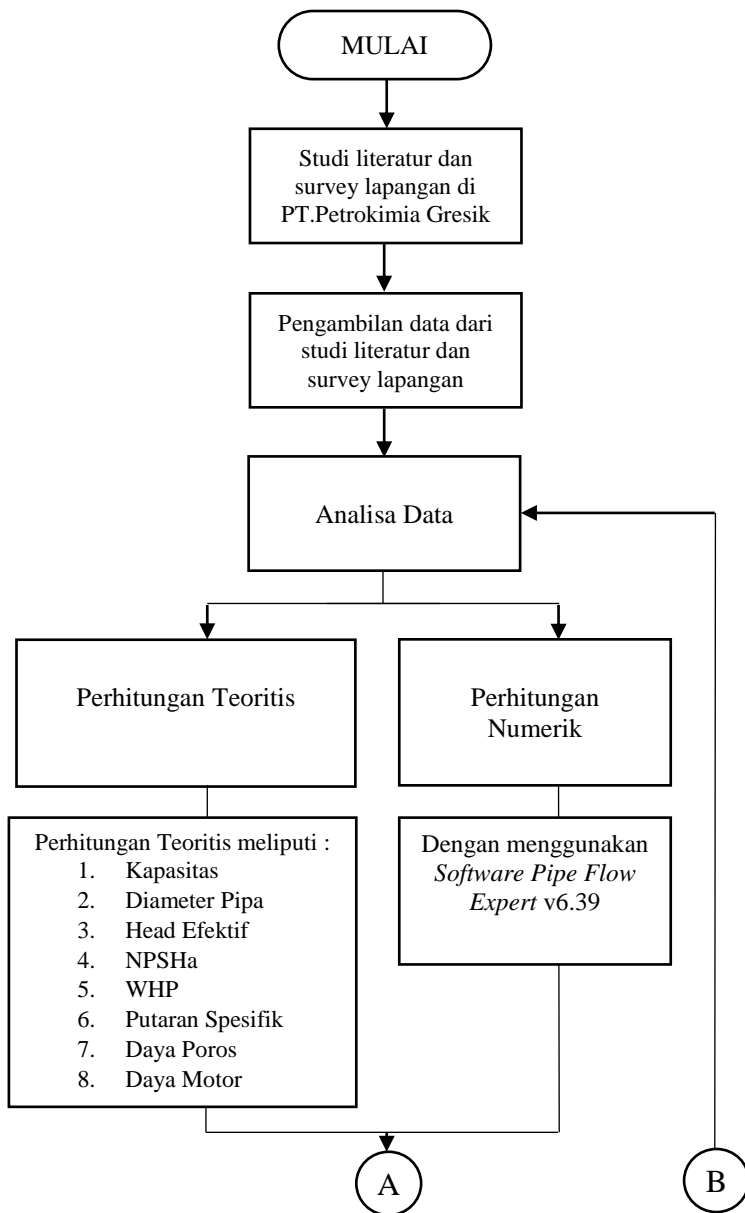
3.8 Kesimpulan

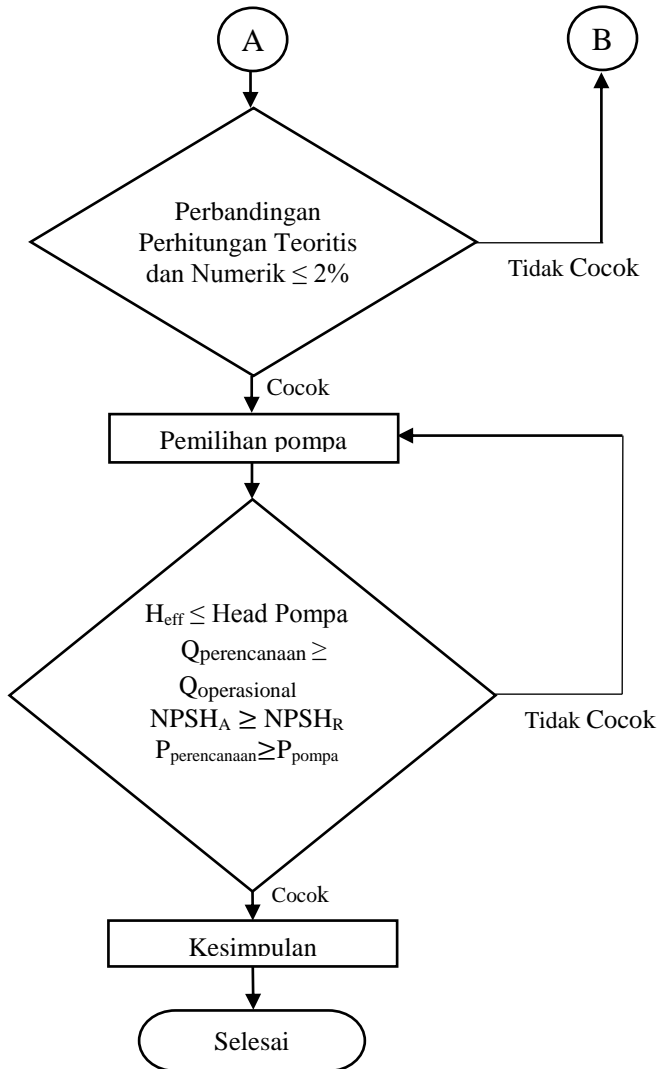
Pada bab ini berisi tentang kesimpulan dari perhitungan. Catatan : data-data lain yang tidak diketahui dan berhubungan dengan analisa perhitungan instalasi pompa dapat dicari pada tabel, lampiran-lampiran, dan buku referensi yang mendukung.

3.9 Urutan Pengerjaan Menggunakan Flow Chart

3.9.1 Diagram Alir Perhitungan Manual

Adapun langkah-langkah penulisan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut :

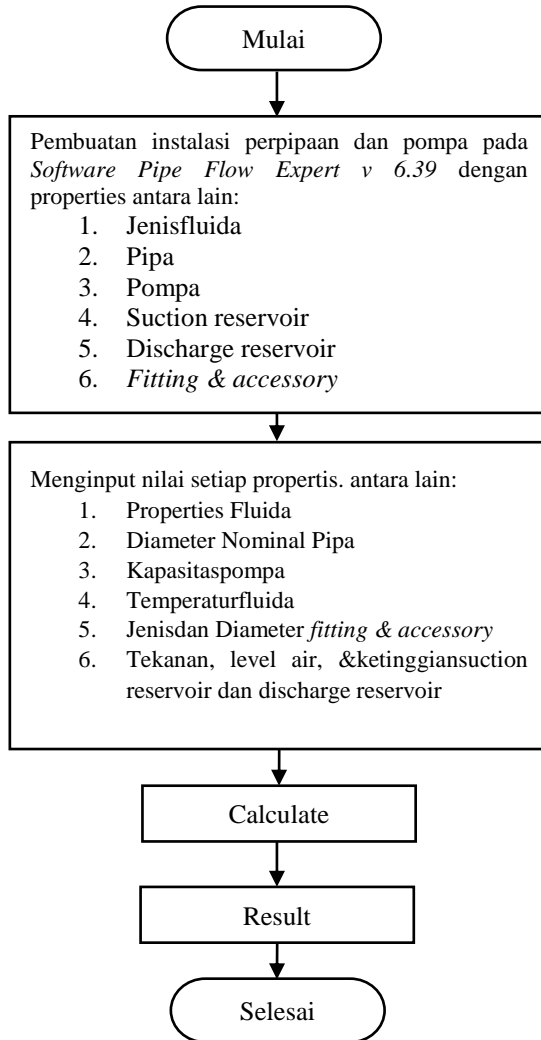




Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan Manual

3.9.2. Diagram Alir Perhitungan Numerik

Adapun langkah-langkah perhitungan *numeric* dengan *software pipe flow expert* dalam pengerjaan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 3.3 Diagram Alir Pemrograman *Pipe Flow Expert*

BAB IV PERHITUNGAN

Pada bab berikut ini akan dijelaskan perhitungan dan perencanaan ulang dalam pembahasan mengenai sistem perpipaan instalasi pompa asam fosfat P-2543 di unit produksi *phosphoric acid* di pabrik III-PT. Petrokimia Gresik.

4.1 Umum

Sistem perpipaan pada instalasi ini berfungsi untuk memompakan fluida *Phosphoric Acid* dari *Cooling tank* menuju *Clarifier*.

4.2 Perencanaan Sistem Distribusi *Phosphoric Acid*

4.2.1 Kebutuhan *Phosphoric Acid*

Kebutuhan *Phosphoric Acid* pada Pabrik III – PT. Petrokimia Gresik ini didasarkan pada kapasitas desain sesuai yang tertulis pada P&ID dan data *Sheet* pomp asam fosfat P-2543 yaitu sebesar 40 m³/h. Terdapat dua pompa yaitu P-2543AB, satu pompa nyala dan satu pompa *stand by*.

4.2.2 Perhitungan Sistem Distribusi *Phosphoric Acid* Sesuai Kondisi di Lapangan

Perhitungan ini dilakukan dengan cara melakukan perhitungan *Head* Efektif Instalasi Kondisi Eksisting dimana dari perhitungan tersebut akan dilakukan pemilihan pompa yang sesuai dengan instalasi tersebut.

4.2.2.1 Pengecekan Diameter Instalasi Perpipaan

Dalam pengecekan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa. Pengecekan meliputi diameter pipa suction dan diameter pipa discharge. Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja asam fosfat ditunjukkan pada table dibawah ini berdasarkan referensi dari buku *Piping System Manual*, Brian Silowash 2010 McGraw-Hill.

Tabel 4.1 *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

Pump Type	Fluid	Range	
		Low (m/sec)	High (m/sec)
Centrifugal Pump	<i>Light Viscosity</i>	0,6	0,9
	<i>Heavy Viscosity</i>	0,9	1,8

Untuk jenis fluida *phosphoric acid* dengan SG sebesar 1,67 dan tergolong dalam jenis fluida *Light Viscosity* dan *Heavy Viscosity*.

4.2.2.1.1 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa Suction

Diketahui :

Kapasitas di sepanjang pipa suction 40 m³/jam

Bahan : *NPS 6 inch HDPE sdr 11*

$$Q = 40 \frac{m^3}{1jam} \times \frac{1jam}{3600 s} = 0,0111 \frac{m^3}{s}$$

Diketahui data-data sebagai berikut :

$$Q = 0,0111 \frac{m^3}{s}$$

$$\bar{V} = 0,9 \frac{m}{s}$$

Sehingga untuk menghitung diameter pipa menggunakan rumus :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \bar{V}}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0,0111 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 0,9 \frac{m}{s}}}$$

$$D = 0,125 \text{ m}$$

Tetapi karena dipasaran tidak terdapat pipa dengan diameter yang diinginkan, maka dipilih pipa dengan jenis *HDPE sdr 11 schedule 40s NPS 6 inch* dengan diameter 0,135 m

Sehingga, untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa dengan inside diameter baru menggunakan rumus:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \cdot (0,0111) \frac{m^3}{s}}{\pi (0,135m)^2} = 0,776 \frac{m}{s}$$

Setelah ditinjau atas dasar kecepatan aliran menurut table 4.1 diatas, maka kecepatan di pipa *suction* sudah sesuai dengan fluid *ligh viscosity*.

4.2.2.1.2 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa *Discharge*

Diketahui :

Kapasitas disepanjang pipa discharge 40 m³/jam

Bahan : *NPS 4 inch HDPE sdr 11*

$$Q = 40 \frac{m^3}{1jam} \times \frac{1jam}{3600 s} = 0,0111 \frac{m^3}{s}$$

Diketahui data-data sebagai berikut :

$$Q = 0,0111 \frac{m^3}{s}$$

$$\bar{V} = 1,7 \frac{m}{s}$$

Sehingga untuk menghitung diameter pipa menggunakan rumus :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \bar{V}}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0,0111 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 1,7 \frac{m}{s}}}$$

$$D = 0,091 \text{ m}$$

Tetapi karena dipasaran tidak terdapat pipa dengan diameter yang diinginkan, maka dipilih pipa dengan jenis *HDPE sdr 11 schedule 40s NPS 4 inch* dengan diameter 0,092 m

Sehingga, untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa dengan inside diameter baru menggunakan rumus:

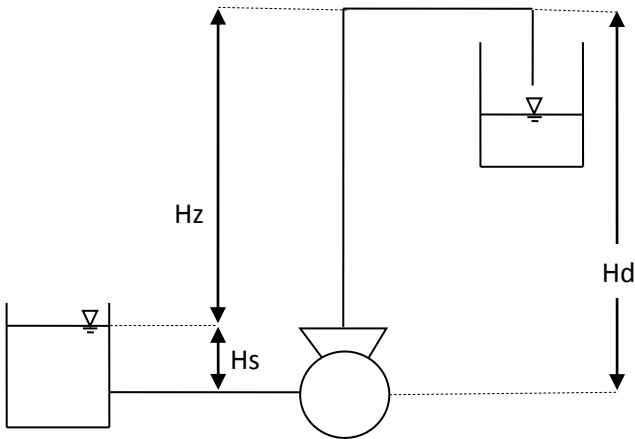
$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \cdot (0,0111) \frac{m^3}{s}}{\pi (0,092m)^2} = 1,67 \frac{m}{s}$$

Setelah ditinjau atas dasar kecepatan aliran menurut table 4.1 diatas, maka kecepatan di pipa *dischage* sudah sesuai dengan *light viscosity*.

4.2.3 Perhitungan *Head* Efektif Instalasi

Head efektif instalasi adalah *Head* yang harus diatasi pompa dan seluruh komponen – komponen yang telah di dapat dan diperhitungkan tersebut. Adapun *Head* efektif instalasi meliputi *Head* statis dan *head* dinamis.



Gambar 4.1 Skema *suction head* pompa

4.2.3.1 Perhitungan Head Statis

Untuk menghitung head statis menggunakan persamaan :

$$H_{statis} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_z$$

Dimana :

$P_{sr} = P_1$ = Tekanan pada sisi *Cooling tank* (bar)

$P_{dr} = P_2$ = Tekanan pada sisi *Clarifier* (bar)

H_s = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *suction* (m)

H_d = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *discharge* (m)

diketahui data –data sebagai berikut :

- $H_z = H_d - H_s$
 $= 9,191 \text{ m} - 3,45 \text{ m}$
 $= 5,741 \text{ m}$
- $G = 9,81 \text{ m/s}^2$
- $SG = 1,67$ (*Data Sheet*)
- $\rho_{De \text{ min } Water} = 1670 \text{ kg/m}^3$ (*Data Sheet*)

Sehingga,

$$H_{statis} = \left(\frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} \right) + H_z$$

$$H_{statis} = \left(\frac{1 \text{ atm} - 1 \text{ atm}}{\gamma} \right) + 5,741$$

$$H_{statis} = 5,741$$

4.2.3.2 Perhitungan *Head Dinamis*

Untuk menghitung *head* Dinamis Menggunakan Rumus :

$$H_{dinamis} = \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{LT}$$

Dimana:

V_{dr} = Kecepatan pada permukaan discharge reservoir (m/s)

V_{sr} = Kecepatan pada permukaan suction reservoir (m/s)

$\sum H_{LT}$ = Kerugian pada permukaan sepanjang pipa lurus
dan adanya aksesoris (m)

4.2.3.3 Perhitungan *Head Loss Total Instalasi*

Head loss instalasi terdiri dari *Head loss Mayor* dan *Head loss Minor*.

4.2.3.3.1 *Headloss Mayor pada Pipa Suction*

Besarnya *major losses* dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\overline{V_s^2}}{2g}$$

Dimana

f = koefisien gesek

L = panjang pipa lurus (m)

D = diameter pipa (m)

\bar{V}_S = kecepatan aliran fluida pada pipa suction (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

diketahui data sebagai berikut :

$L_{\text{Suction}} = 1,030\text{m}$

$D_{\text{inside}} = 6 \text{ inch} = 0,135 \text{ m}$

$\bar{V}_S = 0,776 \text{ m/s}$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari *Reynold Number* (RE)

$$Re = \frac{\bar{V} \cdot D}{\nu}$$

Dengan :

$Re > 2300$ = laminar

$4000 > Re > 2300$ = transisi

$Re > 4000$ = turbulen

Berdasarkan data yang didapat dari data sheet pompa harga viscositas absolute pada suhu $65^\circ\text{C} = 18 \text{ cP} = 0,018 \text{ kg/ms}$. Sehingga viscositas kinematik nya adalah,

$$\mu = \rho \cdot \nu$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$\nu = \frac{0,018 \text{ kg/ms}}{1670 \text{ kg/m}^3}$$

$$\nu = 1,07 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Sehingga ,

$$Re = \frac{0,776 \frac{m}{s} \times 0,135 m}{1,07 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 9793,773 (\text{turbulen})$$

Material pipa dari *HDPE sdr 11 schedule 40s* dengan kekasaran permukaan $\varepsilon = 15 \times 10^{-7}$

Maka *relative roughness*,

$$\frac{\varepsilon}{D_{inside}} = \frac{15 \times 10^{-7} m}{0,135 m} = 0,00001111$$

Dengan mengetahui harga Re dan $\frac{\varepsilon}{D}$ dari *Colebrook equation* maka untuk mendapat harga f menggunakan *Persamaan Colebrook* sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Untuk menyelesaikan persamaan ini dan mengetahui harga f , maka dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan Microsoft Excel seperti berikut :

ITERASI FRICTION FACTOR (COLEBROOK) SUCTION						
e/D	Re	asumsi f			1/akar f	selisih
0,00001111	9793,773659	0,0301		5,6593554	5,763904177	0,104548782
0,00001111	9793,773659	0,0302		5,66079292	5,754353376	0,093560458
0,00001111	9793,773659	0,0303		5,66222568	5,744849896	0,082624212
0,00001111	9793,773659	0,0304		5,66365372	5,735393347	0,071739622
0,00001111	9793,773659	0,0305		5,66507707	5,725983343	0,060906273
0,00001111	9793,773659	0,0306		5,66649575	5,716619505	0,050123753
0,00001111	9793,773659	0,0307		5,6679098	5,707301455	0,039391655
0,00001111	9793,773659	0,0308		5,66931925	5,698028823	0,028709577
0,00001111	9793,773659	0,0309		5,67072412	5,68880124	0,018077122
0,00001111	9793,773659	0,031		5,67212445	5,679618342	0,007493897
0,00001111	9793,773659	0,0311		5,67352026	5,670479771	-0,00304049

Gambar 4.2 Iterasi Colebrook pada Ms. Excel pipa suction

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Excel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar $f = 0,031$

Sehingga, untuk menghitung *head loss mayor* adalah :

$$H_{L, Suction} = 0,031 \times \frac{1,030 \text{ m}}{0,135 \text{ m}} \times \frac{\left(0,776 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0,00726 \text{ m}$$

4.2.3.3.2 Headloss Mayor pada Pipa Discharge

Besarnya *mayor losses* dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\bar{V}_s^2}{2g}$$

Dimana

f = koefisien gesek

L = panjang pipa lurus (m)

D = diameter pipa (m)

\bar{V}_s = kecepatan aliran fluida pada pipa suction (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

diketahui data sebagai berikut :

$L_{\text{Suction}} = 88,310 \text{ m}$

$D_{\text{inside}} = 4 \text{ inch} = 0,092 \text{ m}$

$\bar{V}_s = 1,670 \text{ m/s}$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari *Reynold Number* (RE)

$$\text{Re} = \frac{\bar{V} \cdot D}{\nu}$$

Dengan :

$\text{Re} > 2300$ = laminar

$4000 > \text{Re} > 2300$ = transisi

$\text{Re} > 4000$ = turbulen

Berdasarkan data yang didapat dari data sheet pompa harga viscositas absolute pada suhu $65^{\circ}\text{C} = 18 \text{ cP} = 0,018 \text{ kg/ms}$. Sehingga viscositas kinematik nya adalah,

$$\mu = \rho \cdot v$$

$$v = \frac{\mu}{\rho}$$

$$v = \frac{0,018 \text{ kg/ms}}{1670 \text{ kg/m}^3}$$

$$v = 1,07 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Sehingga ,

$$\text{Re} = \frac{1,670 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,092 \text{ m}}{1,07 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 1435888 (\text{turbulen})$$

Material pipa dari HDPE sdr 11 schedule 40s dengan kekasaran permukaan $\varepsilon = 15 \times 10^{-7}$ didapat dari pipe flow expert

Maka *relative roughness*,

$$\frac{\varepsilon}{D_{\text{inside}}} = \frac{15 \times 10^{-7} \text{ m}}{0,092 \text{ m}} = 1,630 \times 10^{-5}$$

Dengan mengetahui harga Re dan $\frac{\varepsilon}{D}$ dari *Colebrook equation*

maka untuk mendapat harga f menggunakan Persamaan *Colebrook* sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right)$$

Untuk menyelesaikan persamaan ini dan mengetahui harga f, maka dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan Microsoft Excel seperti berikut :

ITERASI FRICTION FACTOR (COLEBROOK) SUCTION & DISCHARGE						
e/D	Re	asumsi f			1/akar f	selisih
0,0000163	14358,88	0,027		5,94266798	6,085806195	0,143138219
0,0000163	14358,88	0,0271		5,94426688	6,074567392	0,130300517
0,0000163	14358,88	0,0272		5,94585987	6,063390626	0,117530753
0,0000163	14358,88	0,0273		5,94744701	6,052275327	0,104828313
0,0000163	14358,88	0,0274		5,94902834	6,041220933	0,092192595
0,0000163	14358,88	0,0275		5,95060389	6,030226892	0,079623001
0,0000163	14358,88	0,0276		5,95217371	6,019292654	0,067118942
0,0000163	14358,88	0,0277		5,95373784	6,008417681	0,054679836
0,0000163	14358,88	0,0278		5,95529633	5,997601439	0,04230511
0,0000163	14358,88	0,0279		5,95684921	5,986843401	0,029994196
0,0000163	14358,88	0,028		5,95839651	5,976143047	0,017746533
0,0000163	14358,88	0,0281		5,95993829	5,965499863	0,005561568
0,0000163	14358,88	0,0282		5,96147459	5,954913342	-0,00656125

Gambar 4.3 Iterasi Colebrook pada Ms.Excel Pipa Discharge

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Exel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar $f = 0,0281$

Sehingga, untuk menghitung *head loss mayor* adalah :

$$H_{L.Dischrge} = 0,0281 \times \frac{88,310 \text{ m}}{0,092 \text{ m}} \times \frac{\left(1,670 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 3,8340 \text{ m}$$

4.2.3.3 HeadLoss Minor pada Pipa Suction

HeadLoss Minor adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya aksesoris disepanjang pipa instalasi. Untuk harga K pada masing-masing aksesoris diperoleh dari tabel *minor losses coefficient pipe flow experts*.

- a) Kerugian *head* pada *reducer* ukuran 6 in ke 3 in dengan harga $K = 4,75$ sebanyak 1 buah, maka :

$$H_{reducer} = K \cdot \frac{\overline{V}^2}{2g}$$

$$= 4,75 \times \frac{\left(0,776 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} = 0,1458 m$$

- b) Kerugian *head* pada *elbow 90* ukuran 6 in dengan harga $K = 0,60$ sebanyak 1 buah, maka :

$$H_{elbow 90} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$= 0,60 \times \frac{\left(0,776 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} = 0,0184 m$$

- c) Kerugian *head* pada *valve diafragma* ukuran 6 in dengan harga $K = 5,100$ sebanyak 1 buah, maka :

$$H_{valve D} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$= 5,1 \times \frac{\left(0,776 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} = 0,1565 m$$

Headloss minor total dari *Pipa Suction*

$$H_{LM, Suction} = H_{reducer} + H_{elbow 90} + H_{valve D}$$

$$= 0,1458 m + 0,0184 m + 0,1565 m$$

$$= 0,3207 m$$

4.2.3.3.4 HeadLoss Minor pada Pipa Discharge

- a) Kerugian *head* pada *elbow 90* ukuran 4 in dengan harga $K = 0,95$ sebanyak 10 buah, maka :

$$\begin{aligned}
 H_{elbow\ 90} &= 10 \times K \cdot \frac{V^2}{2g} \\
 &= 10 \times 0,95 \times \frac{\left(1,670 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} = 1,3503m
 \end{aligned}$$

- b) Kerugian *head* pada *elbow 45* ukuran 4 in dengan harga K= 0,27 sebanyak 1 buah, maka :

$$\begin{aligned}
 H_{elbow\ 45} &= K \cdot \frac{V^2}{2g} \\
 &= 0,27 \times \frac{\left(1,670 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} = 0,0383m
 \end{aligned}$$

- c) Kerugian *head* pada *valve diafragma* ukuran 4 in dengan harga K = 5,800 sebanyak 2 buah, maka :

$$\begin{aligned}
 H_{valve\ D} &= 2 \cdot K \cdot \frac{V^2}{2g} \\
 &= 2 \times 5,8 \times \frac{\left(1,670 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} = 1,6517m
 \end{aligned}$$

- d) Kerugian *head* pada *expansion joint* ukuran 4 in dengan harga K = 1,8 sebanyak 1 buah, maka :

$$\begin{aligned}
 H_{expansion\ joint} &= K \cdot \frac{V^2}{2g} \\
 &= 1,8 \times \frac{\left(1,670 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} = 0,2568m
 \end{aligned}$$

- e) Kerugian *head* pada *reducer* ukuran 12 in ke 8 in dengan harga $K = 1,2$ sebanyak 1 buah, maka :

$$H_{reducer} = K \cdot \frac{\overline{V}^2}{2g}$$

$$= 1,2 \times \frac{\left(1,670 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} = 0,1705 \text{ m}$$

- f) Kerugian *head* pada *Through tee* ukuran 4 in ke 2 in dengan harga $K = 0,34$ sebanyak 2 buah, maka :

$$H_{Tee} = 2 \cdot K \cdot \frac{\overline{V}^2}{2g}$$

$$= 2 \times 0,34 \times \frac{\left(1,670 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} = 0,0966 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} H_{Lm, Discharge} &= H_{elbow90} + H_{elbow45} + H_{valveD} + H_{expansionJ} + \\ &\quad H_{reducer} + H_{tee} \\ &= 1,3503\text{m} + 0,0383\text{m} + 1,6517\text{m} + \\ &\quad 0,2568\text{m} + 0,1705\text{m} + 0,0966\text{m} \\ &= 3,5642 \text{ m} \end{aligned}$$

Setelah melakukan langkah perhitungan *Head Dynamis* dengan menghitung *Head loss mayor* dan *head loss minor* seperti perhitungan diatas, maka hasil perhitungan *Head loss* setiap *suction* akan ditabelkan sebagai berikut :

Tabel 4.2 Perhitungan *Head Loss Total*

<i>Section</i>	H _L (m)	H _{Lm} (m)	H _{LT} (m)
<i>Suction</i>	0,00726	0,3207	0,32796
<i>Discharge</i>	3,834	3,5642	7,3982
Jumlah	3,84126	3,8849	7,67786
$\sum H_{LT}$			

Dengan diketahui data hasil perhitungan berupa *Head statis* dan *head dinamis* maka :

$$\begin{aligned}
 H_{\text{dinamis}} &= \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{loss} \\
 &= \frac{\left(0 \frac{m}{s}\right)^2 - \left(0 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} + 7,67786 \text{ m} \\
 &= 0 \text{ m} + 7,67786 \text{ m} \\
 &= 7,67786 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.2.3.4 *Head* Efektif Instalasi Pompa

Maka *head efektif* instalasi adalah :

$$\begin{aligned}
 H_{\text{Eff}} &= H_{\text{statis}} + H_{\text{dinamis}} \\
 &= 5,741 \text{ m} + 7,67786 \text{ m} \\
 &= 13,41886 \text{ m} \times 1,1 \\
 &= 14,76 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.2.4 Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)

NPSH_A merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat di tulis :

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - \sum H_{lS}$$

Perhitungan NPSH_A dianggap benar apabila memenuhi syarat NPSH_A > NPSH_R . agar tidak terjadi kavitasi dimana :

- P_a = 1 atm (karena *cooling tank* dalam kondisi terbuka)
- P_v = 8 kPa (data sheet)

$$\gamma = \rho \cdot g = 1670 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} = 16382,7 \frac{N}{m^2}$$

$$h_s = 3,45 \text{ m (dari instalasi pipa)}$$

$$\sum H_{LT, Suction} = 0,20826 \text{ m}$$

Apabila instalasi *suction head* pada permukaan zat cair di dalam tangki lebih tinggi dari pada sisi isap pompa, maka H_s (-). Sehingga,

$$\begin{aligned} NPSH_A &= \left(\frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} \right) - (-h_s) - \sum H_{lS} \\ &= \left(\frac{101,325 kpa - 8 kpa}{16382,7 \frac{N}{m^2}} \right) + (3,45) - 0,32796 m \\ &= 0,00569656 m + 3,45 - 0,32796 m \\ &= 3,13 \text{ m} \end{aligned}$$

$$NPSH_R = 2,8 \text{ m (data Sheet)}$$

Jadi perhitungan NPSH_A sudah benar karena memenuhi syarat dimana NPSH_A > NPSH_R

4.2.5 Putaran Spesifik Pompa (n_s)

Kecepatan spesifik (n_s) untuk satu stage dari multistage pump dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$n_s = n \sqrt{\frac{\rho_{\text{fluid}}}{75}} \times \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Dimana:

$n = 980 \text{ rpm}$ (Data Sheet)

$Q = 0,0111 \text{ m}^3/\text{s}$

$H = 14,76 \text{ m}$

Sehingga kecepatan spesifik (n_s)

$$n_s = 980 \text{ rpm} \times \sqrt{\frac{1670 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{75}} \times \frac{(0,0111 \frac{\text{m}^3}{\text{s}})^{1/2}}{(14,76 \text{ m})^{3/4}}$$

$$= 64,69 \text{ RPM}$$

Dari perhitungan diatas didapat kecepatan spesifik (n_s) tergolong dalam *Low speed impeller*. Berdasarkan gambar 4.4 (sumber Khetagurov Marine Auxiliary Machinery and System)

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
$n_{sf} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{sf} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{sf} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{sf} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{sf} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

Gambar 4.4 Putaran Spesifik *Impeller*

4.3 Daya Penggerak

4.3.1 Daya Fluida / Water Horse Power (WHP)

Energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$WHP = \gamma \times Q \times H$$

Dimana:

WHP : Daya Fluida (kW)

γ : Berat fluida persatuan volume (N/m³)

Q : Kapasitas yang direncanakan (m³/s)

H : Head efektif instalasi (m)

Dari data yang diperoleh sebagai berikut:

$$- > Q = 40 \frac{m^3}{1 jam} \times \frac{1 jam}{3600s} = 0.0111 \frac{m^3}{s}$$

$$- > \gamma = \rho \cdot g = 1670 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$= 163827 \frac{N}{m^3} = 16,3827 \frac{kN}{m^3}$$

$$- > H_{eff} = 14,76 m$$

Sehingga :

$$WHP = \gamma \times Q \times H$$

$$= 16,3827 \frac{kN}{m^3} \times 0,0111 \frac{m^3}{s} \times 14,76 m$$

$$= 2,68 kW$$

4.3.2 Daya Poros

Daya poros dibutuhkan untuk menggerakkan sebuah pompa adalah sama dengan fluida ditambah kerugian daya di dalam pompa. Daya ini dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

Dimana :

P_{shaft} : daya poros sebuah pompa (kW)

WHP : daya fluida

η_p : efisiensi pompa

Efisiensi pompa (η_p) dapat dicari berdasarkan kapasitas dan kecepatan spesifik yang telah didapat dari perhitungan pada kecepatan spesifik (n_s) didefinisikan putaran (n), kapasitas aliran (Q) dan *Head* (H) mempunyai harga-harga pada titik efisiensi maksimum pompa. Harga (n_s) dapat digunakan sebagai parameter untuk menyatakan jenis pompa.

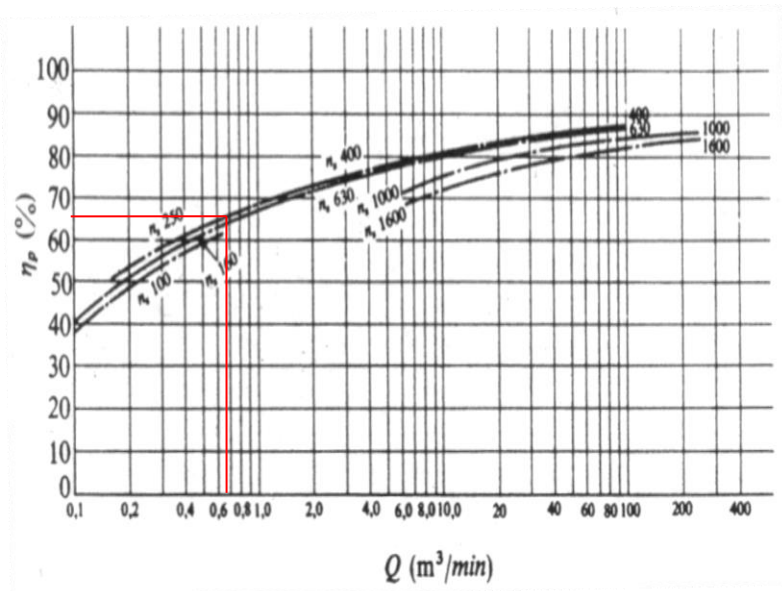
Kecepatan spesifik (n_s) dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

Dimana: n= 980rpm

$$n_s = n \times \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

$$n_s = 980rpm \times \frac{(0,66 \frac{m^3}{min})^{1/2}}{(14,76m)^{3/4}}$$

$$n_s = 105,72 \text{ rpm}$$



Gambar 4.5 Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi

Dari gambar 4.5, (Ref.Sularso,HT.Pompa dan Kompresor) efisiensi standar pompa untuk kondisi $n_s = 105,72$ rpm dan $Q=0,66$ m³/min, maka efisiensi standar pompa (η_p) diambil 65%.

Data yang diketahui :

$$\eta_p = 65 \% = 0,65$$

$$\text{WHP} = 2,68 \text{ kW}$$

Sehingga,

$$P_{shaft} = \frac{\text{WHP}}{\eta_p} = \frac{2,68 \text{ kW}}{0,65} = 4,12 \text{ kW}$$

4.3.3 Daya Nominal Penggerak

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Dimana :

P_m : daya nominal penggerak (kW)

α : factor cadangan (kW)

η_t : efisiensi transmisi

Daya nominal harus ditentukan untuk daya poros pompa maksimum (P_{shaft}) dalam kerja normal. Karakteristik kerja dari sebuah pompa ialah bervariasi. (*Ref.Sularso,HT.Pompa dan Kompresor*)

Tabel 4.3 Faktor Cadangan

Jenis Penggerak	A
Motor Induksi	0,1 – 0,2
Motor Bakar Kecil	0,15 – 0,25
Motor Bakar Besar	0,1 – 0,2

Tabel 4.4 Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk Rata		0,92 – 0,93
Sabuk V		0,95
Roda Gigi	Roda Gigi Lurus Satu Tingkat	0,92 – 0,95
	Roda Gigi Miring Satu Tingkat	0,95 – 0,98
	Roda Gigi Kerucut Satu Tingkat	0,92 – 0,96

	Roda Gigi Planiter Satu Tingkat	0,95 – 0,98
Kopling Hidrolik		0,95 – 0,97

dari data yang diketahui :

$$P = 4,12 \text{ kW}$$

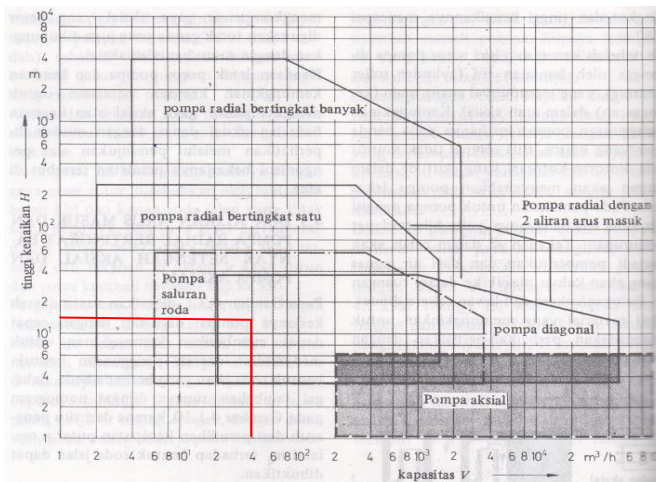
$$\alpha = 0,2$$

$$\eta_t = 0,96$$

sehingga :

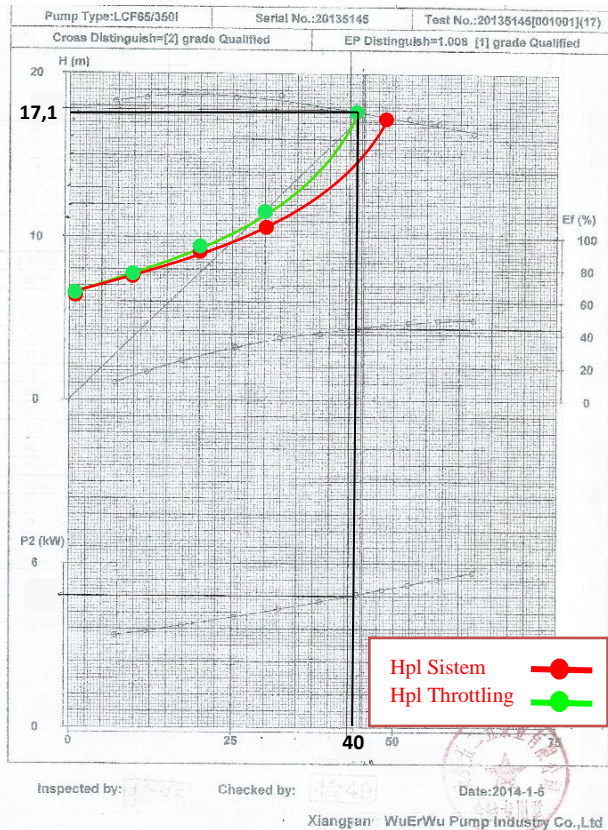
$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t} = \frac{4,12 \text{ kW} \times (1 + 0,2)}{0,96} = 5,16 \text{ kW}$$

4.4 Penentuan Jenis Pompa



Gambar 4.6 Grafik Pemilihan Pompa

Dilihat dari gambar diatas, untuk kondisi kapasitas (Q) = $40 \text{ m}^3/\text{h}$ dan $Head$ Efektif (H_{eff}) = $14,76 \text{ m}$. Maka dapat diplotkan pada diagram dan pompa untuk instalasi yang ada adalah jenis pompa radial bertingkat satu.



Gambar 4.7 Grafik Performa Wuhuan Pump

Berdasarkan hasil plotting kurva karakteristik pompa universal berdasarkan *Head* dan kapasitas serta mempertimbangkan daya penggerak, daya poros dan putaran pompa, maka dapat dipilih pompa jenis :

Jenis pompa : Centrifugal Pump Single stages
Merk : Wuhuan Pump
Putaran : 980 rpm
Size&Model : LCF65&3501

Kapasitas	: 40 m ³ /jam
Total Head	: 17,1 m
Daya Penggerak	: 8,18 kw
NPSH _R	: 2,8 m

4.5 Checking Kondisi Perhitungan Menggunakan Software *Pipe Flow Expert*

Checking ini dilakukan dengan menggunakan *software pipe flow expert*, dengan cara memasukkan inputan data *properties* instalasi perpipaan *Centrifugal Pump P-2543*, kemudian program dijalankan (*run*).

4.5.1 Langkah-langkah Permodelan dan Simulasi dengan *Software Pipe Flow Expert*

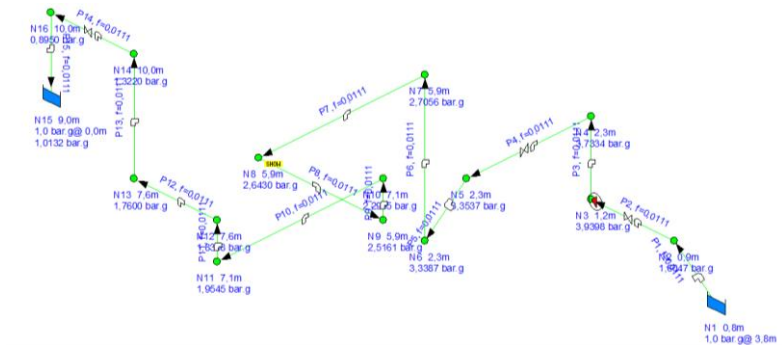
Software pipe flow expert digunakan untuk *checking* nilai *head* pompa, berikut langkah-langkahnya :

- Pembuatan model instalasi perpipaan sesuai dengan kondisi di lapangan PT Petrokimia Gresik dengan menggunakan *software pipe flow expert*.
- Pemberian (pengaturan) untuk *properties* fluida kerja yang digunakan seperti jenis fluida kerja, temperature (T), tekanan (P), *density* (ρ), *viscositas absolut* (μ) dan *vapor pressure* (P_v).
- Pemberian (pengaturan) untuk ukuran harga *properties* instalasi perpipaan seperti diameter (D), panjang pipa (L) serta elevasi (Z) lengkap dengan satuannya.
- Pemberian (pengaturan) untuk jenis satuan yang akan digunakan seperti *metris* atau yang lebih dikenal dengan Satuan Internasional (SI) ataupun *imperial* yang lebih dikenal dengan satuan British.

- e. Pemberian (pengaturan) aksesoris instalasi seperti *valve*, *fitting*, *reducer*, *elbow*, *expansion joint* dan lain-lain beserta harga K dari tiap-tiap aksesoris tersebut.
- f. Pemberian (pengaturan) komponen pompa lengkap dengan kapasitas (Q) yang dialirkan serta putaran pompa (rpm) dan sebagainya

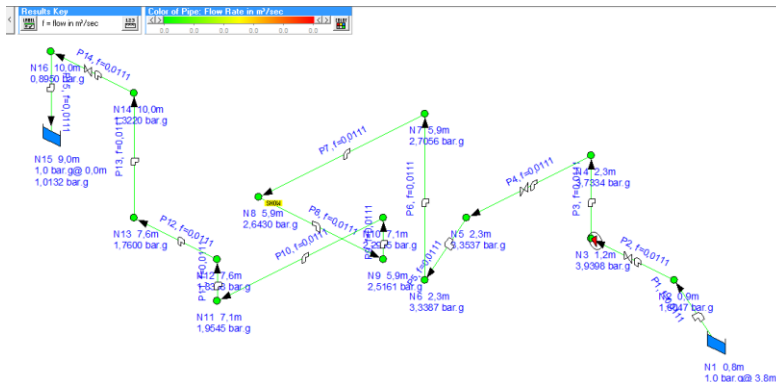
4.5.2 Perhitungan Secara Pemodelan Numerik

Dengan menggunakan *software Pipe Flow Expert*, maka selain perhitungan secara manual perhitungan secara pemodelan *numerik* pun dapat dilakukan.

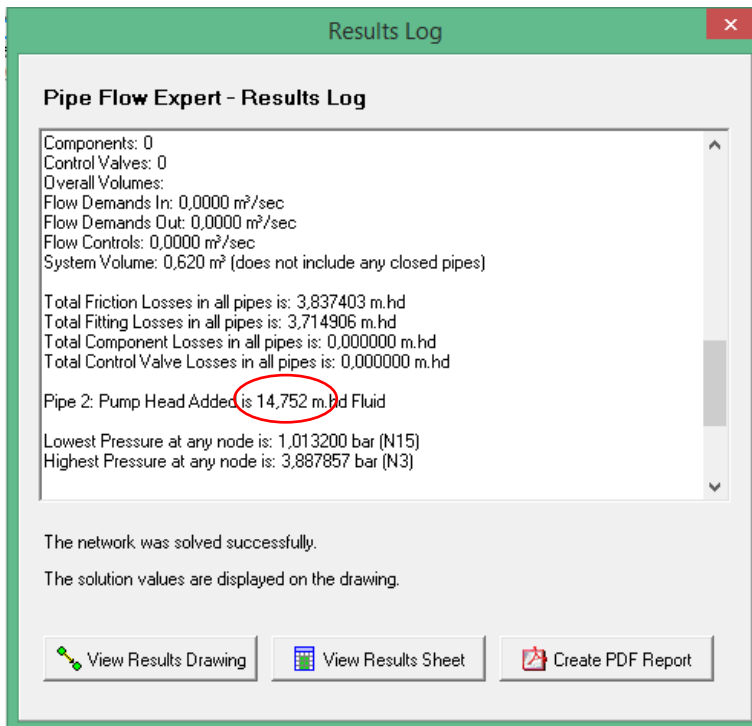


Gambar 4.8 Instalasi Perpipaan pompa asam fosfat P-2543 dengan menggunakan *software pipe flow expert*

Lalu untuk mendapatkan data-data yang diperlukan, khususnya head efektif instalasi pompa, maka dengan meng-klik *calculate*, akan muncul seperti pada gambar 4.9 dan 4.10

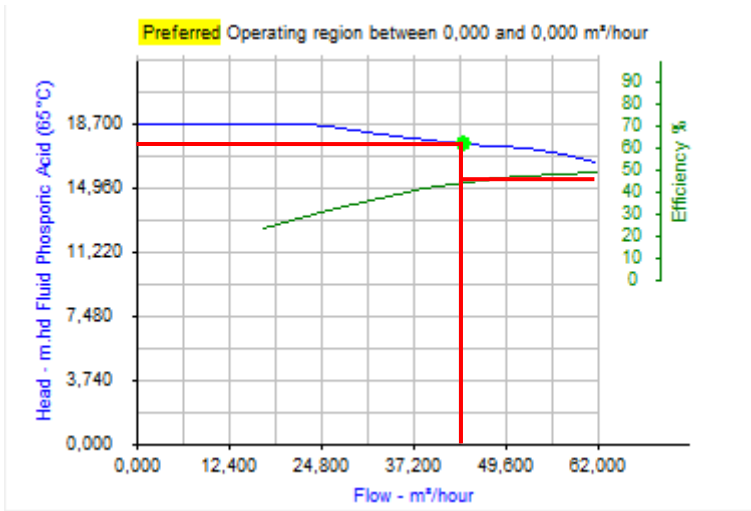


Gambar 4.9 Instalasi pompa setelah di *calculate*



Gambar 4.10 Hasil setelah di-*calculate*

Dengan melihat gambar 4.10, didapatkan harga *Head* Efektif pompa = 14,76 m *hd* Fluid.



Gambar 4.11 Grafik Pompa Setelah di-calculate

4.5.3 Perbandingan *Head* Efektif Teoritis (H_{eff}) dengan *Head* Efektif Numerik ($H_{eff\ PFE}$)

Dengan berdasar pada kedua perhitungan head efektif instalasi di atas dapat diketahui tingkat kesalahan perhitungan adalah

$$\begin{aligned} \text{Tingkat kesalahan} &= \frac{H_{eff} - H_{eff\ PFE}}{H_{eff}} \times 100\% \\ &= \frac{14,76 - 14,752}{14,76} \times 100\% \\ &= 0,05\% \end{aligned}$$

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

PENUTUP

Pada bab berikut ini memaparkan kesimpulan dan saran dari hasil perhitungan dan pemilihan ulang instalasi pompa dalam pembahasan mengenai instalasi pompa asam fosfat P-2543 pada unit produksi *Phosphoric Acid* Pabrik III- PT. Petrokimia Gresik.

1.1 Kesimpulan

1. Berdasarkan hasil perhitungan dan perancangan ulang yang telah penulis lakukan maka dapat disimpulkan sebagai berikut :
 - a. Kapasitas asam fosfat yang dipompakan oleh pompa asam fosfat P-2543AB yaitu $40 \text{ m}^3/\text{jam}$ dari *cooling tank* menuju ke *clarifier*.
 - b. Kecepatan yang diijinkan, diameter yang sesuai untuk pipa *suction* sebesar 6 inch dengan jenis pipa *HDPE sdr 11 Schedule 40s* dan pipa *discharge* sebesar 4 inch dengan jenis pipa *HDPE sdr 11 Schedule 40s*.
 - c. *Head* efektif pompa (H_{eff}) dari perhitungan *manual* didapat 14,76 m.
 - d. NPSH_A sebesar = 3,13m.
 - e. Daya penggerak pompa, didapatkan daya sebesar = 5,16 kW.
 - f. Pompa yang dipilih adalah jenis pompa sentrifugal *single stage*, *wuhuan pump* LCF65/3501.
2. PT. Petrokimia Gresik sangat mengutamakan peranan pemeliharaan karena merupakan salah satu pendukung kelancaran proses produksi yang lebih ditekankan untuk menjaga peralatan pabrik agar dapat bekerja dengan baik. Sebagai contoh pemeliharaan pompa beserta instalasi perpipaan yang rutin dilakukan inspeksi setiap *shut down*.

1.2 Saran

Adapun saran untuk PT. Petrokimia Gresik yaitu :

- a. Sistem pengoperasian dari PT. Petrokimia Gresik cukup baik, mengingat sarana dan prasarana produksi cukup banyak, maka diperlukan operator yang lebih banyak dan berkualitas. Selain itu struktur organisasi cukup baik dan dapat dipertanggung jawabkan.
- b. Dalam mendukung kemajuan dari suatu perusahaan sebaiknya selalu diperlukan keprofesionalan dari seluruh karyawan.
- c. Data-data yang dibutuhkan mengenai perlengkapan atau peralatan secara mendetail sebaiknya tersedia cukup baik.
- d. Untuk melakukan penghematan biaya dan daya instalasi lebih efisien, penulis menyarankan pemakaian instalasi dan pemilihan pompa berdasarkan perhitungan pada buku laporan tugas akhir ini.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Dietzel, Fritz. *Turbin Pompa dan Kompresor, Alih Bahasa*.
- [2] Fox, Robert W ; Mc Donald, Alan T. 2010. *Introduction To Fluid Mechanics, 8th edition*. New York : John Wiley and Sons, Inc.
- [3] Karassik, Igor J. 1960 .*Pump Handbook*. McGraw-Hill, Inc
- [4] Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*. Diterjemahkan oleh Nicholas Weinstein dari bahasa Rusia. Moscow: Peace Publishers.
- [5] Mohinder L. Nayyar. *Piping Handbook, 7th ed.* 1994. McGraw-Hills.
- [6] Moran, Michael J and Shapiro, Howard N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley and Sons, 1996
- [7] Silowash, Brian . *Piping System Manual*, 2010. McGraw-Hills
- [8] Sularso ; Tahara, Haruo. 2006. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta : PT Pradnya Paramita.
- [9] www.Pipeflow.Co.Uk. *Pipe Flow Expert*. Software. 2010.

LAMPIRAN 1 : Nilai Fitting

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P1, Steel, 4" 102.260 mm (Pipe Id: 1)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	E90	150 mm	6"	Pipe bend with specific radius	0.6000	1
	RE	150 mm	6"	Reucer	4.7500	1
	Globe	150 mm	6"	Globe Valve	5.1000	1

Total K = 10.45

Save

Clear

Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	BT	125 mm	5"	Branch Tee	0.9700
	ExitCon	125 mm	5"	Pipe Exit to Container	1.0000
	Open	125 mm	5"	Open pipe Exit	1.0000
	EntProj	125 mm	5"	Pipe Entry Projecting	0.7800
	EntSharp	125 mm	5"	Pipe Entry Sharp Edged	0.5000
	SB	150 mm	6"	Standard Bend	0.4500
	LB	150 mm	6"	Long bend	0.2400
	PB	150 mm	6"	Pipe bend	0.1800
	E90	150 mm	6"	Pipe bend with specific radius	0.6000
	E45	150 mm	6"	Elbow 45 °	0.2400
	RB	150 mm	6"	Return bend	0.7500
	MB45	150 mm	6"	Mitre bend 45°	0.2300
	MB90	150 mm	6"	Mitre bend 90°	0.9000
	Gate	150 mm	6"	Gate Valve	0.1200
	Globe	150 mm	6"	Globe Valve	5.1000
	Angle	150 mm	6"	Globe Valve Angled	2.2500
	Plug	150 mm	6"	Plug Valve Straightway	0.2700

Add selection to pipe
 Move to fitting size
 150 mm 6"
 Calculate K value
 entrance rounded
 gradual enlargement
 gradual contraction
 sudden enlargement
 sudden contraction
 long pipe bend
 Create new fitting
 Remove entry

LAMPIRAN 2: Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P1, Steel, 4" 102,260 mm

(Pipe Id: 1)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	PRad	100 mm	4"	Pipe bend	0,9500	1
	LB	100 mm	4"	Long bend	0,2700	1
	Globe	100 mm	4"	Globe Valve	5,8000	1
	GrCon	100 mm	4"	Reducer	1,2000	1
	EJ	100 mm	4"	Expnjon joint	1,8000	1

Total K = 10,02

Save

Clear

Cancel

Fitting Database:

Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	Hinged	100 mm	4"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,3000
	St	100 mm	4"	Strainer	1,0000
	TT	100 mm	4"	Through Tee	0,3400
	BT	100 mm	4"	Branch Tee	1,0200
	ExitCon	100 mm	4"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	100 mm	4"	Open pipe Exit	1,0000
	EntProj	100 mm	4"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	100 mm	4"	Pipe Entry Sharp Edged	0,5000
	GrCon	100 mm	4"	Reducer	1,2000
	EJ	100 mm	4"	Expnjon joint	1,8000
	SB	125 mm	5"	Standard Bend	0,4900
	LB	125 mm	5"	Long bend	0,2600
	PB	125 mm	5"	Pipe bend	0,1900
	E45	125 mm	5"	Elbow 45 °	0,2500
	RB	125 mm	5"	Return bend	0,8100
	MB45	125 mm	5"	Mitre bend 45°	0,2500
	MB90	125 mm	5"	Mitre bend 90°	0,9600

Add selection to pipe

Move to fitting size

100 mm 4"

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

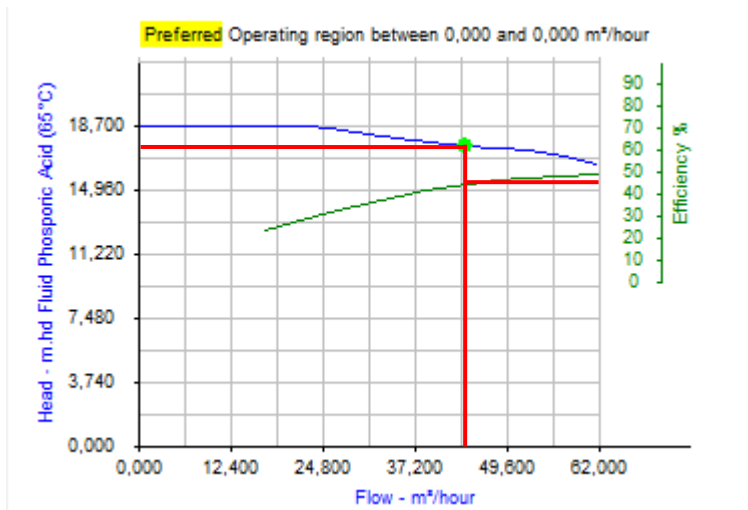
LAMPIRAN 3: *Recommended Velocities in Pipeline*

Fluid	Application	Range			
		Low	High	Low	High
		ft/sec	ft/sec	m/sec	m/sec
Acetylene		67		20.4	
Air	Air or Flue Gas Ducting	10	35	3.0	10.7
Air	Centrifugal Compressor - All Piping	50	100	15.2	30.5
Air	Piston Compressor Discharge	70	100	21.3	30.5
Air	Piston Compressor Suction	50	70	15.2	21.3
Ammonia	Gaseous	33	100	10.1	30.5
Ammonia	Liquid	2	6	0.6	1.8
Benzene		6		1.8	
Bromine	Gaseous	33		10.1	
Bromine	Liquid	4		1.2	
Calcium Chloride		4		1.2	
Carbon Tetrachloride		6		1.8	
Chlorine	Dry Gas	33	83	10.1	25.3
Chlorine	Dry Liquid	5		1.5	
Chloroform	Gaseous	33		10.1	
Chloroform	Liquid	6		1.8	
Ethylene	Gaseous	100		30.5	
Ethylene Dibromide		4		1.2	
Ethylene Dichloride		6		1.8	
Ethylene Glycol		6		1.8	
Hydrochloric Acid	Gaseous	67		20.4	
Hydrochloric Acid	Liquid	5		1.5	
Hydrogen		67		20.4	
Methyl Chloride	Gaseous	67		20.4	
Methyl Chloride	Liquid	6		1.8	
Natural Gas	75 psig and Below Main Lines	35	115	10.7	35.1
Natural Gas	Cross-Country	80	250	24.4	76.2
Natural Gas	Low Pressure Main Lines	3	6	0.9	1.8
Oil	Gravity Flow	2	3	0.6	0.9
Oil	Heavy Viscosity	2	3	0.6	0.9
Oil	Light Viscosity	3	6	0.9	1.8
Oil	Suction Lines	3	4	0.9	1.2
Oxygen	Up to 200 psig	30	100	9.1	30.5
Paper Stock	2% to 2.5% A.D Consistency	3	10	0.9	3.0
Paper Stock	3% to 6% A.D. Consistency	1	8	0.3	2.4
Perchlorethylene		6		1.8	
Propylene Glycol		5		1.5	
Sand	5 to 25% by Volume	12		3.7	

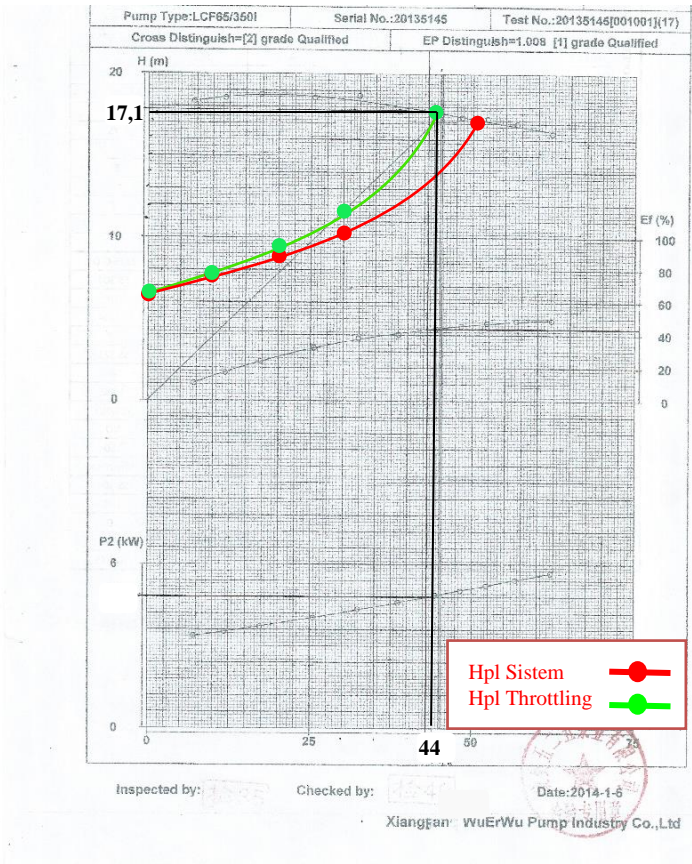
LAMPIRAN 4: Lanjutan

Fluid	Application	Range			
		Low	High	Low	High
		ft/sec	ft/sec	m/sec	m/sec
Sand	Coarse & Granulated Slag	12	13	3.7	4.0
Sand	Fine Graded	8	10	2.4	3.0
Sand	Gravel up to 1/2"	14		4.3	
Sand	Ordinary	11		3.4	
Sewage	Slurry	2.5	3	0.8	0.9
Sodium Chloride	No Solids	5	8	1.5	2.4
Sodium Chloride	With Solids	6	15	1.8	4.6
Sodium Hydroxide	0% - 30%	6		1.8	
Sodium Hydroxide	30% - 50%	5		1.5	
Sodium Hydroxide	50% - 73%	4		1.2	
Steam	Boiler to Turbine Cold Reheat	100	135	30.5	41.1
Steam	Boiler to Turbine Hot Reheat	135	170	41.1	51.8
Steam	HP Bypass of Turbine	200	270	61.0	82.3
Steam	HP District Heating	833	1250	253.9	381.0
Steam	Long Run	135	200	41.1	61.0
Steam	LP Bypass of Turbine	270	335	82.3	102.1
Steam	Saturated up to 15 psig for Heating	17	70	5.2	21.3
Steam	Saturated, 50 psig and Higher	100	167	30.5	50.9
Steam	Superheated 200 psig and Higher	167	300	50.9	91.4
Steam	Superheated Main	100	200	30.5	61.0
Styrene		6		1.8	
Sulfur Dioxide		67		20.4	
Sulfuric Acid		4		1.2	
Tar	Discharge Lines	2	2.5	0.6	0.8
Tar	Gravity Flow	1	1.5	0.3	0.5
Tar	Suction Lines	1	2	0.3	0.6
Trichlorethylene		6		1.8	
Vinyl Chloride		6		1.8	
Vinylidene Chloride		6		1.8	
Water	Boiler Feedwater Discharge	10	17	3.0	5.2
Water	Centrifugal Pump Discharge	5	12	1.5	3.7
Water	Centrifugal Pump Suction	2	5	0.6	1.5
Water	City Water/Service Mains	2	5	0.6	1.5
Water	Fire Hose		10		3.0
Water	General Service	4	10	1.2	3.0
Water	Gravity Flow	2	3	0.6	0.9
Water	Hot Water Recirc		3		0.9
Water	Reciprocating Pump Discharge	5	10	1.5	3.0
Water	Reciprocating Pump Suction	2	5	0.6	1.5
Water	Sea Water	5	12	1.5	3.7

LAMPIRAN 5: Grafik Pompa *Pipeflow Expert*



LAMPIRAN 6 : Kurva Performansi Pompa



LAMPIRAN 7 : Dokumentasi



BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Kota Jombang, 02 Desember 1994, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu RA Al-Hikmah Jombang, MI Al-Hikmah Jombang, SMP Negeri 1 Jogoroto Jombang, dan SMA Negeri Jogoroto Jombang dengan bidang studi Ilmu Pengetahuan Alam. Setelah itu penulis melanjutkan pendidikan tingkat perguruan tinggi. Pada tahun 2014 Penulis diterima di Jurusan Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS dan mengambil mata kuliah Konversi Energi. Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan dan pernah kerja praktek di PT. SUZUKI INDOMOBIL MOTOR Tambun Bekasi pada tanggal 18 juli 2016 s/d 18 agustus 2016. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan pelatihan. Pelatihan yang pernah diikuti penulis : Pelatihan Karya Tulis Ilmiah ITS (2014), Pelatihan LKMM Pra-Tingkat Dasar (Pra-TD) FTI-ITS (2014), Pelatihan LKMM Tingkat Dasar VIII (TD-VIII) FTI-ITS (2016).

Email: ilhampu0212@gmail.com

Telp : +6281331855891